

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Белова Е.М.

СИСТЕМЫ

**КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
С ЧИЛЛЕРАМИ И ФЭНКОЙЛАМИ**

МОСКВА
ЕВРОКЛИМАТ
2003

УДК 697.94
ББК 38.762.3
Б43

Белова Е.М.

**СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
С ЧИЛЛЕРАМИ И ФЭНКОЙЛАМИ. 2003, 400 с.**

В книге рассмотрены основные этапы проектирования СКВ с чиллерами и фэнкойлами с учетом особенностей современного холодильного оборудования для систем кондиционирования воздуха. Даны теоретические основы проектирования и расчета основных элементов системы, практические методики и рекомендации по проектированию, указания по монтажу, пуску системы в эксплуатацию, наладки и техническому обслуживанию.

Книга предназначена для специалистов по проектированию, монтажу, наладке и обслуживанию систем кондиционирования воздуха и холодильного оборудования, может использоваться в качестве учебного пособия по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция».

ISBN 5-89520-045-1

ББК 38.762.3

© ЕВРОКЛИМАТ, 2003 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научный Центр компании ЕВРОКЛИМАТ представляет вашему вниманию новую книгу серии «Библиотека климатехника», посвященную системам кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами. Книга предназначена для проектировщиков, специалистов монтажных организаций и представителей службы сервисного обслуживания.

СКВ с чиллерами и фанкойлами имеют значительные преимущества перед другими многозональными системами кондиционирования воздуха, такие как: экономичность, экологичность, высокую технологичность, энергосбережение. При проектировании таких систем нельзя не учитывать особенности и возможности современного оборудования: чиллеров, фанкойлов, насосов и т.д.

Для примера в книге использовано оборудование ведущего производителя холодильного оборудования для систем кондиционирования воздуха — компании CLIVET, которая считается «законодателем мод» в отрасли. В этой книге вы увидите полный спектр новейших технологических и инженерных решений в области производства и применения чиллеров и фанкойлов. Практическая часть книги создавалась на основе многолетнего опыта монтажа и эксплуатации оборудования CLIVET в России, на объектах федерального значения.

Распространяя оборудование CLIVET через крупнейшую сеть региональных дилеров, куда вошли лучшие представители климатического рынка, мы должны быть уверены, что обеспечили своих партнеров всей необходимой информацией для проектных работ, монтажа и обслуживания. Конкретные темы и вопросы, освещенные в книге, были выделены и сформулированы Научным Центром, ведущими инженерами и проектировщиками компании ЕВРОКЛИМАТ в ходе активного сотрудничества с климатическими компаниями России и ближнего зарубежья. Являясь не только эксклюзивным поставщиком CLIVET, но и крупнейшей инжиниринговой компанией, ЕВРОКЛИМАТ готов поделиться своим опытом и хорошо знает, какие вопросы чаще всего возникают при работе с холодильным оборудованием для систем кондиционирования воздуха.

В рамках одной книги трудно исчерпать полный спектр вопросов, многие темы и вопросы остаются открытыми для обсуждения. Мы приглашаем к сотрудничеству проектировщиков, монтажные и сервисные организации, потому что только вместе, взаимодействуя, мы сможем добиться успехов и обеспечить высочайший уровень проектирования, монтажа, наладки и сервиса для своих заказчиков.

*С уважением,
Генеральный директор компании
ЕВРОКЛИМАТ*

Г.Ю.Горовой

СОДЕРЖАНИЕ

Раздел I. Многозональные системы кондиционирования воздуха	9
Особенности проектирования систем кондиционирования воздуха зданий с многокомнатной планировкой	10
Многозональные системы кондиционирования воздуха	11
Центральная система кондиционирования воздуха с зональными воздухонагревателями	12
Двухканальная система кондиционирования воздуха	13
Система кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха	14
Центрально-местная (водо-воздушная) система кондиционирования воздуха	16
Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками	16
Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками	18
Раздел II. Общие сведения о системе кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. Преимущества системы и примеры ее использования	21
Состав и принцип работы системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	22
Преимущества СКВ с чиллерами и фэнкойлами	23
Круглогодичное автоматическое поддержание заданных параметров воздуха в каждом помещении здания при изменении нагрузки на СКВ	23
Экономия электрической энергии при эксплуатации СКВ с чиллерами и фэнкойлами	27
Экономия тепловой энергии и топлива при комбинированной выработке теплоты и холода	31
Экономия отдельных статей капитальных затрат на систему обеспечения микроклимата здания	32
Экологические аспекты использования СКВ с чиллерами и фэнкойлами	43
Раздел III. Основы расчета и проектирования СКВ с чиллерами и фэнкойлами	47
Этапы проектирования	48
Исходные данные для проектирования	49
Расчетные параметры внутреннего воздуха	49
Расчетные параметры наружного воздуха	50
Расчет поступлений теплоты и влаги в помещения	53
Схема организации воздухообмена	63
Определение минимально необходимого расхода наружного воздуха	64
Особенности проектирования центрально-местных СКВ	65
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха	69

Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха с независимой обработкой наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле [без смешения]	69
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха, когда наружный воздух подается непосредственно в помещение местными приточными аппаратами и обрабатывается только рециркуляционный воздух в фэнкойле [без смешения]	83
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха со смешением наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработкой смеси в фэнкойле	93
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха со смешением наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла и обработкой смеси в фэнкойле	108
Раздел IV. Фэнкойлы CLIVET	119
Устройство. Принцип работы	120
Фэнкойлы CLIVET	124
Фэнкойлы F	124
Фэнкойлы ELFO	127
Кассетный фэнкойл PCC VA	129
Горизонтальный фэнкойл для скрытого монтажа типа CFD	132
Фэнкойлы большой мощности вертикальной CFI и горизонтальной CF установки	134
Выбор типоразмера фэнкойла	136
Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке	141
Управление работой фэнкойла	144
Расчет и подбор регулирующего клапана	151
Раздел V. Основы расчета и подбора холодильной машины	155
Чиллер-водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина	156
Принцип работы и устройство парокомпрессионной холодильной машины	156
Теоретический и реальный цикл одноступенчатой паровой компрессионной машины на lgP-i диаграмме	159
Теоретическая и действительная индикаторная диаграмма сжатия рабочего вещества в компрессоре	168
Температурный режим работы парокомпрессионной холодильной машины	171
Характеристики парокомпрессионной холодильной машины	173
Подбор холодильной машины	179
Порядок расчета холодильной машины	180

Раздел VI. Чиллеры CLIVET	183
Типология чиллеров CLIVET	184
Описание чиллера. Принципиальная схема движения хладагента в чиллере в режиме холодильной машины и в режиме теплового насоса	193
Компрессоры	199
Испарители	212
Конденсаторы	215
Устройства для регулирования параметров работы и обеспечения безопасной работы чиллера	216
Устройства для обеспечения надежной и безопасной работы чиллера	221
Подбор чиллера	224
Управление чиллером	228
Раздел VII. Системы тепло- и холодоснабжения фэнкойлов	243
Схемы трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	244
Трубопроводы	249
Прокладка трубопроводов. Расчет температурных деформаций трубопроводов	253
Арматура запорная, регулирующая	259
Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов ...	260
Общие принципы гидравлического расчета	260
Подготовка к расчету схемы системы тепло-холодоснабжения	274
Расчетное циркуляционное давление в системе	274
Расчет главного кольца циркуляции	276
Расчет ответвления от главного кольца циркуляции	276
Арматура для балансировки.	277
Пример гидравлического расчета системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов.	285
Раздел VIII. Оборудование гидравлических контуров системы тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами	291
Принципиальные схемы тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	292
Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы СКВ с чиллерами и фэнкойлами	293
Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы с промежуточными теплообменниками	294
Схема тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами с теплогенератором и гидравлическим регулятором	296

Схема тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами с использованием теплоты конденсации хладагента	300
Оборудование гидравлических контуров	302
Циркуляционный насос	302
Расширительный бак и предохранительный клапан	310
Аккумулирующий бак	318
Насосные станции CLIVET	320
 Раздел IX. Особенности проектирования СКВ с чиллерами и фэнкойлами при круглогодичном режиме работы	 333
Выбор значений температуры наружного воздуха, при которых следует переключать режимы работы системы	334
Выбор параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов и определение расхода теплоносителя	336
Поверочный расчет теплообменников фэнкойлов для режима отопления	342
 Раздел X. Монтаж и наладка системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	 343
Монтаж элементов системы	344
Монтаж фэнкойлов	344
Подсоединение теплообменника фэнкойла к системе трубопроводов ...	347
Подключение установки к сети электропитания	350
Монтаж системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	351
Монтаж чиллеров	352
Монтаж насосной станции	360
Пуск, испытание и наладка системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	363
Пуск, испытание и настройка чиллера	365
Пуск, испытание и настройка насосной станции	376
Испытание и наладка системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	382
Плановое техническое обслуживание системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	386
Техническое обслуживание фэнкойлов	386
Специальное техническое обслуживание фэнкойлов	389
Плановое техническое обслуживание чиллеров	390
Плановое техническое обслуживание насосной станции	393
Список литературы	394

С ЕДИНОГО СКЛАДА!

Системы вентиляции



- приточные установки
- вентиляторы
- сетевое оборудование



- электрические калориферы
- водяные калориферы



- гибкие воздуховоды



- вентиляционные решетки
- диффузоры

Системы кондиционирования и обогрева

- Холодильные машины — чиллеры Clivet
- Центральные кондиционеры Wolter, Clivet
- Прецизионные кондиционеры Uniflair
- Сплит-системы De'Longhi, Sharp, Mitsubishi Heavy, GREE
- Тепловые завесы, пушки, обогреватели Frico, De'Longhi, Tesy, Тропик, Honeywell, Вектра



ЕВРОКЛИМАТ

★ ★ ★ ★ ★
кондиционирование и вентиляция

105082, Москва, Рубцовская наб., 3
<http://www.euroclimat.ru>

Бытовые кондиционеры и тепловое оборудование
тел.: (095) 267-4065, факс: (095) 265-1880
E-mail: root@euroclimat.ru

Профессиональное климатическое и вентиляционное оборудование
тел.: (095) 267-4038, факс: (095) 265-1317
E-mail: gso@euroclimat.ru

РАЗДЕЛ I

Многозональные системы кондиционирования воздуха

Особенности проектирования систем кондиционирования воздуха зданий с многокомнатной планировкой	9
Многозональные системы кондиционирования воздуха	10
Центральная система кондиционирования воздуха с зональными воздухонагревателями	11
Двухканальная система кондиционирования воздуха	12
Система кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха	13
Центрально-местная (водо-воздушная) система кондиционирования воздуха. ...	14
Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками	16
Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками ...	16

Особенности проектирования систем кондиционирования воздуха зданий с многокомнатной планировкой

Большую часть своей жизни дома и на работе человек проводит в замкнутом пространстве — комнате, или помещении как отдельной ячейке здания. Самочувствие человека, его работоспособность, настоящее и будущее здоровье непосредственно определяется состоянием микроклимата помещений. Создание и поддержание требуемого микроклимата в помещениях здания, подачу чистого свежего воздуха в помещения обеспечивают системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

В настоящее время значительно расширилась сфера применения комфортных систем кондиционирования воздуха (СКВ) в зданиях различного назначения, что связано с необходимостью защиты от уличного шума, загрязнения атмосферы. Если раньше из экономических соображений нормы ограничивали круг помещений в зданиях, где предусматривалось устройство систем кондиционирования воздуха, в зависимости от климатического района строительства, на которые была разделена территория Советского Союза, то сейчас заказчик или инвестор строительства определяет уровень требований к поддержанию расчетных внутренних условий в помещениях здания, которые при высоком уровне требований должны обеспечиваться работой системы кондиционирования воздуха. Повышенные требования к обеспечению микроклимата предъявляются в помещениях музеев, библиотек, банков, гостиниц, административных зданий, офисных зданий, лабораторных и инженерных корпусов, зданий государственных учреждений (таможня, налоговые службы). В настоящее время системами кондиционирования воздуха оборудуются также здания поликлиник, больниц, диагностических центров, учебных заведений, санаторных и курортных корпусов, жилых многоэтажных и одноквартирных зданий (котеджей), торговых центров и магазинов.

Особое значение имеет создание и поддержание микроклимата для технологических процессов с целью производства высококачественной продукции. Традиционно системами кондиционирования воздуха оборудуются производственные помещения прядильных, ткацких, швейных, трикотажных цехов, точного и электронного машиностроения, радио-технической, пищевой, фармацевтической, кожевенной, целлюлозно-бумажной, полиграфической отраслей и т.д. Среди помещений производственного назначения можно выделить такие, в которых основным параметром микроклимата, поддержание которого для технологических целей должна обеспечивать система кондиционирования воздуха, является температура воздуха, а поддержание строго заданного значения относительной влажности воздуха не требуется. Чаще всего производственные и лабораторные корпуса строятся многоэтажными, кроме того современное производство выдвигает определенные требования к системам кондиционирования воздуха, которые должны быть многозональными. Это связано с необходимостью создания локального микроклимата в каждой зоне производственного помещения большого объема, разделением технологической цепочки и изоляцией «чистых» помещений от «грязных», особыми технологическими параметрами микроклимата в каждом помещении, экологической безопасностью при производстве пищевых продуктов и лекарств.

Современные здания как общественные, так и производственные отличаются все возрастающими размерами, многокомнатной и многоцеховой планировкой, применением современных конструктивных материалов, значительной площадью остекления.

Требования к поддержанию параметров микроклимата в помещении могут быть определенными и отличными от других для конкретного помещения здания, отдельной зоны производственного помещения, что связано с индивидуальными особенностями людей, назначением и особенностями технологии в помещении. Тепловыделения, влаговыделения и газовыделения, называемые нагрузкой на систему кондиционирования возду-

ха, в отдельных помещениях определяются в зависимости от количества людей, ориентации и вида ограждений, технологии происходящих процессов, мощности освещения рабочих мест, режима работы. Изменения нагрузки на систему кондиционирования воздуха в отдельных помещениях могут не совпадать ни по времени, ни по абсолютной величине. Число таких помещений значительно и может достигать 100 и более.

Главный принцип, которым следует руководствоваться при выборе технического решения в процессе проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха — достижение желаемой цели в экономически целесообразных пределах. Это означает, что потребление теплоты, холода и электроэнергии, а так же капитальные затраты на оборудование, стойтельную площадь, занимаемую оборудованием должны быть приближены к их минимально неизбежным значениям.

Центральная система кондиционирования воздуха не в состоянии обеспечить поддержание заданных параметров в каждом помещении здания при разнохарактерном изменении нагрузки на систему кондиционирования воздуха в отдельных помещениях или зонах. Задача создания и поддержания заданных параметров воздуха в каждом конкретном помещении или отдельной зоне может быть решена применением местных установок кондиционирования воздуха. Популярны в последнее время местные установки — сплит-системы кондиционирования воздуха ухудшают внешний вид фасадов зданий, создают повышенный шум, имеют короткий срок службы по сравнению с центральными системами кондиционирования воздуха, первоначально видимый выигрыш в единовременных затратах оборачивается значительными расходами при эксплуатации подобных систем, фасады «льют слезы».

Для зданий с многокомнатной планировкой и помещений с несколькими зонами обслуживания разработаны специальные многозональные системы кондиционирования воздуха.

Многозональные системы кондиционирования воздуха

Едина классификация многозональных систем кондиционирования воздуха, так же как и единая терминология отсутствует. У отечественных авторов можно встретить такие названия:

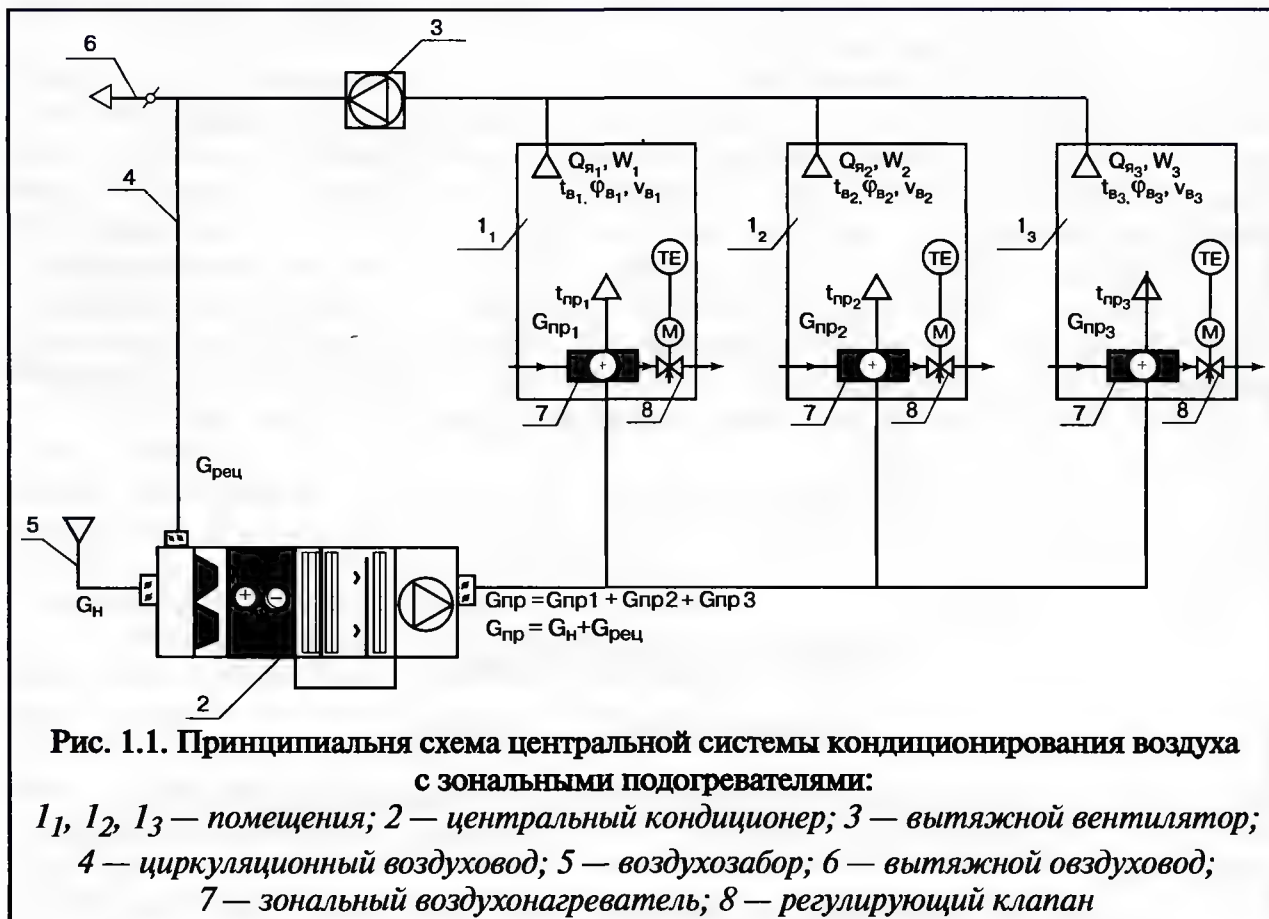
1. Центральные многозональные системы: с местными доводчиками, с количественным регулированием, двухканальные со смесителями, с местными эжекционными конвекторами (Участкин П.В.) [38].
2. Центральные многозональные одно- и двухвентиляторные системы, многозональные СКВ с количественным и количественно-качественным регулированием, центральные двухканальные, центральные водо-воздушные системы (Баркалов Б.В. Павлов Н.Н.) [1,7].
3. Центральные системы с зональными воздухонагревателями, центральные двухканальные СКВ, центрально-местные СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками, с вентиляторными доводчиками (Кокорин О.Я.) [14, 15, 16].
4. Центральные СКВ с доводчиками, децентрализованные системы (Рымкевич А. А.) [29].

Несмотря на отличающиеся названия, можно выделить несколько принципиальных технологических схем обработки воздуха в многозональных системах кондиционирования воздуха.

Воспользуемся терминологией Кокорина О.Я. для краткого описание каждой схемы в исторически сложившейся последовательности.

Центральная система кондиционирования воздуха с зональными воздухонагревателями

Центральная СКВ с зональными воздухонагревателями (рис. 1.1) может работать полностью на наружном воздухе, с первой рециркуляцией или с двумя рециркуляциями. Наружный воздух обрабатывается в центральном кондиционере 2 и поступает в зональные воздухонагреватели 5, устанавливаемые на ответвлениях к каждому помещению 1₁, 1₂, 1₃ от общей сети воздуховодов. Система подходит для помещений с высокими нагрузками по скрытой теплоте, для существующих зданий с водяными системами отопления.



Производительность центральной СКВ определяется суммированием расхода приточного воздуха, определенного для каждого помещения здания на ассимиляцию избытков теплоты и влаги. Расход воздуха в помещении с наибольшим значением полного количества теплоты находят из уравнения теплового баланса помещения при максимально возможном значении рабочей разности температур и температуре приточного воздуха в центральном кондиционере. Для этого помещения определяют перепад влагосодержаний внутреннего и приточного воздуха, который принимается одинаковым для всех помещений здания. Расход приточного воздуха во всех помещениях здания, кроме ориентированного на центральную СКВ, вычисляют на ассимиляцию влагопоступлений в конкретном помещении, а из уравнения теплового баланса для каждого помещения находят температуру приточного воздуха после соответствующего зонального воздухонагревателя. Расход приточного воздуха на ассимиляцию полных теплопоступлений всегда будет выше, чем минимально необходимый для каждого помещения и для здания в целом, а следовательно и затраты теплоты, холода, электроэнергии на обработку воздуха будут больше. Кроме того, на охлаждение всего приточного воздуха и последующее нагревание части его до необходимой температуры затрачивается излишнее количество холода и теплоты. Возможно сокращение производительности центральной системы кон-

диционирования воздуха в холодный период, но при этом не удастся довести ее до минимальных значений.

В зональных воздухонагревателях воздух нагревается до необходимой температуры приточного воздуха, значение которой определяется нагрузкой на СКВ для данного помещения. Температура воздуха внутри помещения поддерживается автоматически с помощью клапана 8 (рис.1.1) на обратном трубопроводе теплоносителя зонального воздухонагревателя 7 с исполнительным механизмом, который соединен с датчиком температуры в помещении. Для каждого помещения может быть задано и точно поддерживаться свое значение температуры воздуха, при этом величина относительной влажности в помещениях будет определяться влагопоступлениями в помещении и не может поддерживаться на заданном уровне.

Применение систем с рециркуляцией воздуха позволяет снизить расходы холода и теплоты на обработку воздуха в центральной системе. В многоэтажных зданиях централизованная рециркуляция трудно осуществима и нецелесообразна. Возможно применение систем с рециркуляционными воздуховодами и вентиляторами для каждого этажа или группы помещений. Центральные многозональные двухвентиляторные системы экономичнее рециркуляционных систем, работающих с постоянным расходом наружного воздуха, так как обеспечивают максимальное использование наружного воздуха для охлаждения в переходный и, частично, в зимний период..

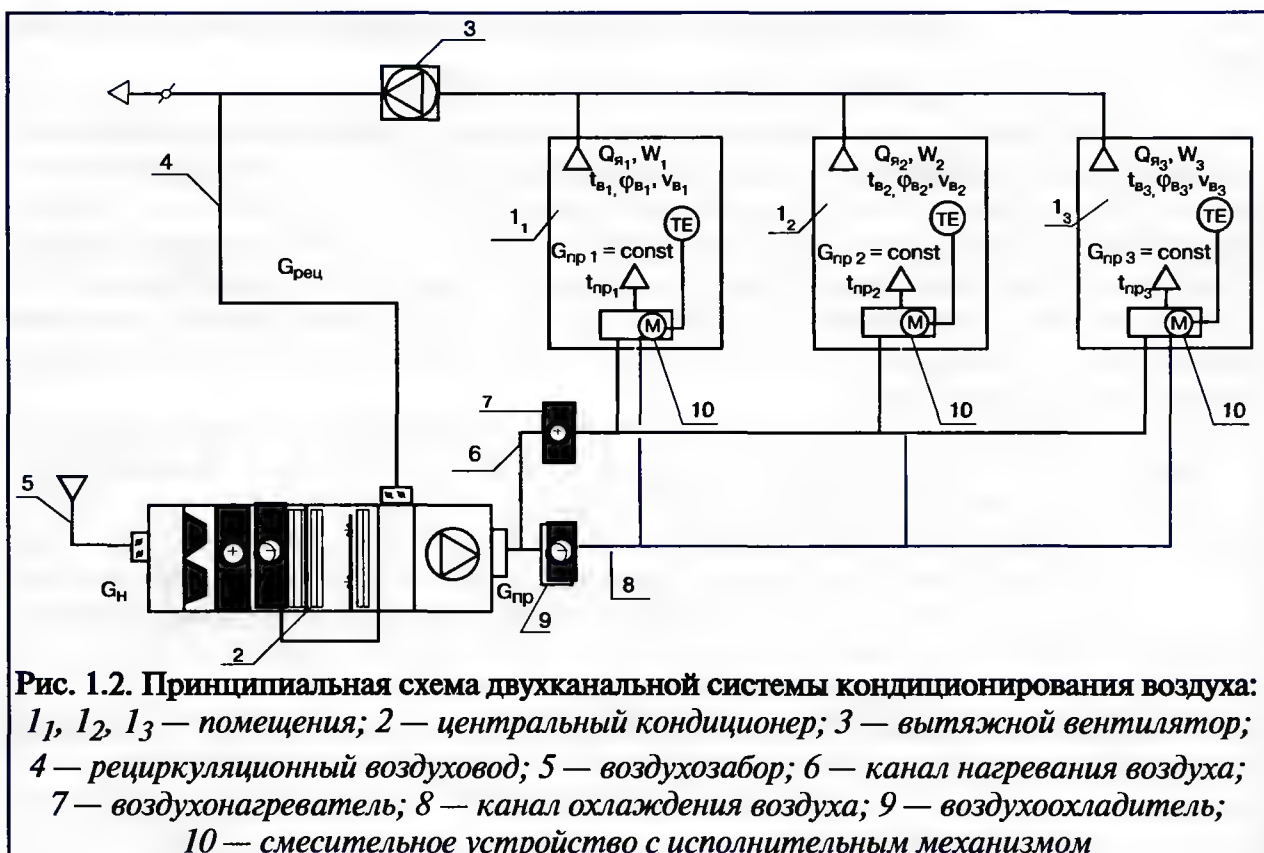
В центральных системах с зональными воздухонагревателями неизбежен перерасход приточного воздуха в центральном кондиционере, и как следствие повышенные технологические показатели за годовой цикл (расходы теплоты, холода, воды на увлажнение) по сравнению с другими системами.

Двухканальная система кондиционирования воздуха

Обработка воздуха в центральной двухканальной системе кондиционирования воздуха (рис.1.2) осуществляется в два этапа: первоначально воздух обрабатывается в центральной установке кондиционирования воздуха 2, затем поток воздуха делится на два канала 6 и 8, в которых устанавливается соответственно воздухонагреватель 7 и воздухоохладитель 9. Поддержание заданной температуры воздуха в помещении обеспечивается смешением подогретого и охлажденного потока воздуха в необходимом соотношении так, чтобы получить необходимую температуру приточного воздуха, при этом расход воздуха, поступающего в помещение остается неизменным. В помещениях устанавливают датчики температуры, соединенные с исполнительным механизмом регулирующего клапана смесительного устройства 10.

Двухканальная система рекомендуется для применения при неравномерно изменяющихся нагрузках по явной теплоте. Она обеспечивает точное поддержание заданной температуры в каждом помещении, а отдельные схемы — относительной влажности. Преимущество двухканальных систем возрастает при увеличении количества помещений в здании. Существует несколько возможных схем двухканальных СКВ. Главное различие между ними состоит в точности, с которой регулируется относительная влажность в помещении. Самые лучшие технологические показатели имеют схемы, в которых минимальное количество наружного воздуха охлаждается и осушается летом, увлажняется зимой, смешивается с рециркуляционным воздухом, делится на два канала и в каждом потоке устанавливаются соответственно воздухонагреватель и воздухоохладитель (рис. 1.2).

Применение двухканальных систем кондиционирования воздуха дает возможность снизить расходы теплоты и холода по сравнению с центральными системами, но они все равно больше минимально неизбежных значений. Из-за отсутствия производства двухканальных смесителей эта схема не получила широкого распространения в России. Такие системы очень популярны в последнее время в Соединенных Штатах, особенно для зданий гостиниц.



Преимущество таких систем:

- возможность индивидуального регулирования температуры в отдельных помещениях;
- регулирование поступления наружного воздуха и постоянный расход приточного воздуха в помещении;
- применение стандартных воздухораспределителей;
- обеспечение достаточного перемешивания воздуха в помещении и создание равномерного поля температур;
- отсутствие в обслуживаемых помещениях теплообменников, трубопроводов тепло- и холодоносителя;
- возможность ввода системы в эксплуатацию по частям по мере строительства здания.

К недостаткам двухканальных систем следует отнести:

- громоздкость конструкции;
- увеличение стоимости за счет прокладки и изоляции двух каналов воздуховодов, автоматизация смесительных устройств;
- сложность в обеспечении гидравлической устойчивости воздуховодов.

Система кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха

В многозональных СКВ с переменным расходом воздуха (рис.1.3) каждая зона или помещение оснащены воздушным регулирующим клапаном 5, плавно изменяющим расход приточного воздуха в зависимости от изменения температуры воздуха в помещении. При уменьшении количества теплоты, поступающей в помещение, сокращается подача в него воздуха. Регуляторы избыточного давления воздуха 6, установленные в помещениях, должны сократить производительность вытяжных вентиляторов, чтобы сохранить в помещениях необходимое там повышенное давление.

Система надежно работает при качественном и надежном управлении (блок управления 8). Функции управления:

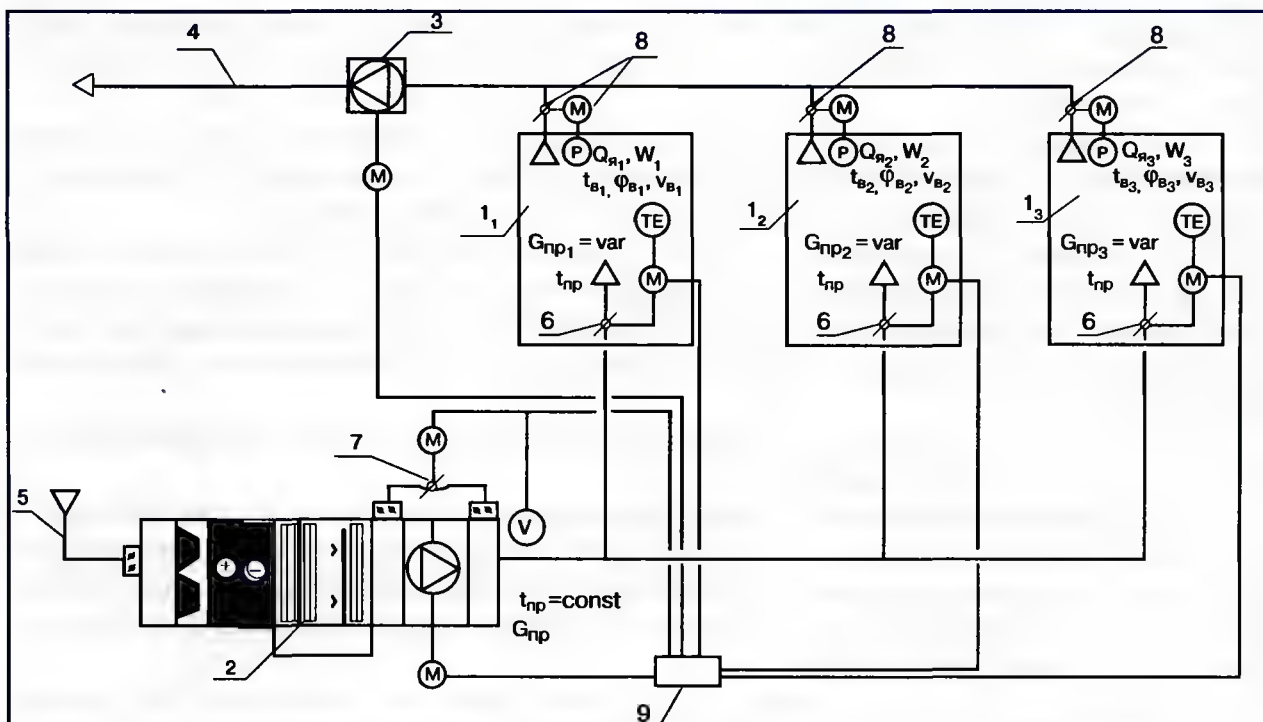


Рис. 1.3. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с переменным расходом:

1₁, 1₂, 1₃ — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — вытяжной воздуховод; 5 — воздухозабор; 6 — регулирующий клапан на приточном воздуховоде с исполнительным механизмом и датчиком температуры; 7 — клапан на обводной линии вентилятора; 8 — клапан избыточного давления; 9 — микропроцессорный блок управления

- связь с каждым зональным воздушным клапаном для определения требуемого расхода воздуха и передачи данных о текущем состоянии системы;
- выбор рабочего режима в зависимости от нагрузки, управление вентиляторным блоком, охлаждением и нагреванием;
- управление обводным воздушным клапаном в соответствии со скоростным (датчик скорости) и статическим давлением в воздуховодах даже в режиме охлаждения с непосредственным испарением.

Системы с переменным расходом могут работать с постоянной и переменной производительностью вентилятора. В системе с постоянной производительностью вентилятора осуществляется перепуск воздуха из приточного воздуховода в рециркуляционный, при этом производительность системы не изменяется и не снижается потребление электроэнергии вентилятором. В системе предусмотрен клапан 7 на обводной линии, который рассчитывается на пропуск 80% подачи вентилятора за вычетом суммы минимальных расходов воздуха для каждой зоны, определяемых по санитарной норме. В системе с переменной производительностью вентилятора производительность приточных и вытяжных вентиляторов регулируется путем изменения числа оборотов электродвигателя. Эта система в энергетическом отношении более эффективна по сравнению с системами постоянной производительности.

Основной недостаток системы связан с ограничениями по сокращению ее производительности.

При проектировании таких систем необходимо обеспечить стабильную работу воздухораспределителей в помещениях. Следует отдавать предпочтение воздухораспределителям с высокими значениями коэффициента эжекции (затухание по скорости и температуре). От выбора типа воздухораспределителя зависит возможное максимальное со-

крашение количества воздуха, вводимого в помещение. Для основных типов воздухораспределителей такое сокращение не может быть более чем на 20-30% от максимальной производительности.

Работа воздухоохладителей, воздухонагревателей, оросительных камер в условиях переменного расхода воздуха еще недостаточно изучена возможна неустойчивая работа при значительном сокращении расхода, вплоть до аварийных ситуаций.

Ограничения также связаны с акустическими требованиями — при резком снижении расхода воздуха возможно возникновение шума в зональных воздушных клапанах; комфортабельными требованиями — снижение подвижности воздуха в помещении (кратность воздухообмена в помещении не менее 4-х); техническими возможностями — управление вентиляторами.

Таким образом в системе с переменным расходом невозможно уменьшить расход воздуха до минимальных значений.

Устойчивая работа системы с переменным расходом предполагает управление расходами приточного и вытяжного воздуха в одних ответвлениях так, чтобы это не влияло на изменения этих расходов в других ответвлениях. Это возможно только при расчете потокораспределения в сети для каждого шага управления, для чего необходимо соответствующее программное обеспечение.

В то же время система с переменным расходом позволяет экономить определенные статьи капитальных затрат (трубопроводы, арматура, насосы, теплообменники), а также в значительной степени эксплуатационные затраты за счет снижения расхода электроэнергии, теплоты и холода с изменением общего расхода воздуха.

Центрально-местная (водо-воздушная) система кондиционирования воздуха

В зарубежной практике эти системы получили название водо-воздушные, так как в кондиционируемое помещение вводится воздух, обработанный в центральном кондиционере, и вода, несущая тепло или холод, а также одновременно и тепло и холод. Воздух, называемый первичным, и вода обрабатываются в центральных установках, а затем по системе воздухопроводов и трубопроводов подаются во все помещения здания. Вода используется для охлаждения или нагревания воздуха помещения, который называется вторичным или рециркуляционным. Водо-воздушные системы применяются для помещений со значительными явными тепловыделениями, где не требуется жесткое поддержание заданного значения относительной влажности воздуха. Они хорошо себя зарекомендовали зарубежом в офисных зданиях, больницах, гостиницах, школах, жилых зданиях, исследовательских лабораториях, могут применяться в многозональных производственных помещениях точного машиностроения, радиотехнической, фармацевтической, пищевой промышленности и т.д. В водо-воздушных системах в качестве местных агрегатов, устанавливаемых в помещении, применяют эжекционные доводчики, вентиляторные доводчики или охлаждающие панели и напольные конвекторы.

Система кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционер-доводчиками

Центрально-местная система с эжекционными кондиционерами-доводчиками получила распространение в СССР. В настоящее время ведущие фирмы-производители сетевого оборудования для систем кондиционирования воздуха, например TROX, выпускают эжекционные кондиционеры-доводчики. Они находят применение для помещений с особыми требованиями по шуму, взрывоопасных помещениях.

Центральная система кондиционирования воздуха (рис.1.4) обеспечивает подачу минимального расхода наружного воздуха в эжекционный кондиционер-доводчик 6, установленный в помещении. Эжекционный доводчик имеет встроенный теплообменник для охлаждения или нагревания рециркуляционного воздуха, в трубках которого цирку-

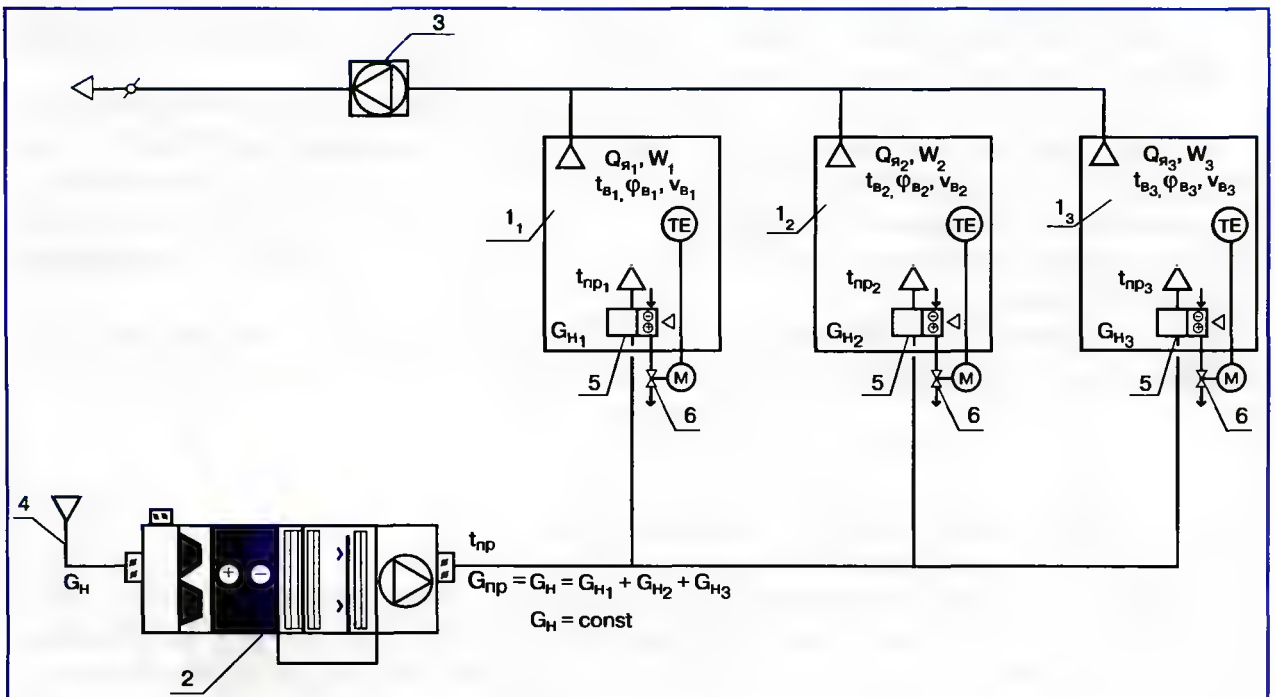


Рис. 1.4. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с эжекционными кондиционерами-доводчиками:

1₁, 1₂, 1₃ — помещения; 2 — центральный кондиционер; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — воздухозабор; 5 — эжекционный кондиционер-доводчик; 6 — регулирующий клапан на обратном трубопроводе;

лирует соответственного холодная или горячая вода. Подача и смешение рециркуляционного воздуха обеспечивается за счет эффекта эжекции при движении первичного воздуха через сопла с высокой скоростью. Смесь охлажденного или нагретого рециркуляционного воздуха с первичным, обработанным в центральном кондиционере 2, поступает в помещения. К теплообменникам эжекционных доводчиков подводится холодная или горячая вода через систему трубопроводов, которая может быть чаще всего 2-х трубной или 4-х трубной.

Четырехтрубная система обеспечивает включение холодо- и теплоносителя в любой доводчик в любое время, а при двухтрубной системе — только сезонное общее, пофасадное или групповое включение. Горячая и холодная вода подается к теплообменникам ЭКД от центральных источников тепло- и холодоснабжения.

Система кондиционирования воздуха с ЭКД имеет целый ряд преимуществ перед другими системами: применение ее позволяет снизить расход электроэнергии на транспортировку первичного воздуха в центральной системе за счет доведения расхода воздуха до его минимальных значений, а так же уменьшить капитальные затраты на оборудование центрального кондиционера,

- обогрев помещений в режиме естественной конвекции исключает необходимость устройства дополнительной системы отопления.
- сосредоточение в одном месте оборудования (центрального кондиционера, центрального источника теплоты и холода) облегчает и улучшает эксплуатацию.
- отсутствие вентиляторов в агрегате, установленном в помещении, повышает надежность системы, уменьшает шум.

Регулирование температуры воздуха в помещении осуществляется изменением расхода холодо- теплоносителя с помощью регулирующего клапана 6 на обратном трубопроводе, встроенного в эжекционный доводчик, по сигналу датчика температуры воздуха в помещении.

Благодаря местной рециркуляции отпадает необходимость прокладки рециркуляционных воздухопроводов, установки рециркуляционных вентиляторов.

В тоже время система кондиционирования воздуха с ЭКД не лишена недостатков.

Для обеспечения давления перед соплами $P = 500-300$ Па необходимо создать повышенные скорости выхода воздуха из сопел $v = 15-20$ м/с, поэтому в СКВ с эжекционными доводчиками применяются вентиляторы среднего и высокого давления, что связано с дополнительными затратами электроэнергии по сравнению с системами с вентиляторными доводчиками.

Расход рециркуляционного воздуха через ЭКД остается постоянным, так как эжекционные доводчики работают с постоянным коэффициентом эжекции $K_{эж}$

$$K_{эж} = \frac{G_{рец}}{G_n},$$

где $G_{рец}$ — расход рециркуляционного воздуха кг/ч;

G_n — расход первичного (наружного) воздуха кг/ч;

Коэффициент эжекции зависит от диаметра сопел. Ограниченный диапазон изменения $K_{эж}$ от 1,8 до 4, часто приводит к необходимости увеличении расхода первичного воздуха сверх минимального для ассимиляции значительных теплоизбытков в помещении. С этим связан некоторый перерасход электрической, тепловой энергии и холода в центральной системе по сравнению с системой с вентиляторными доводчиками.

В помещениях, оборудованных ЭКД невозможно поддерживать относительную влажность воздуха на заданном уровне.

Сравнение затрат для двух вариантов СКВ:

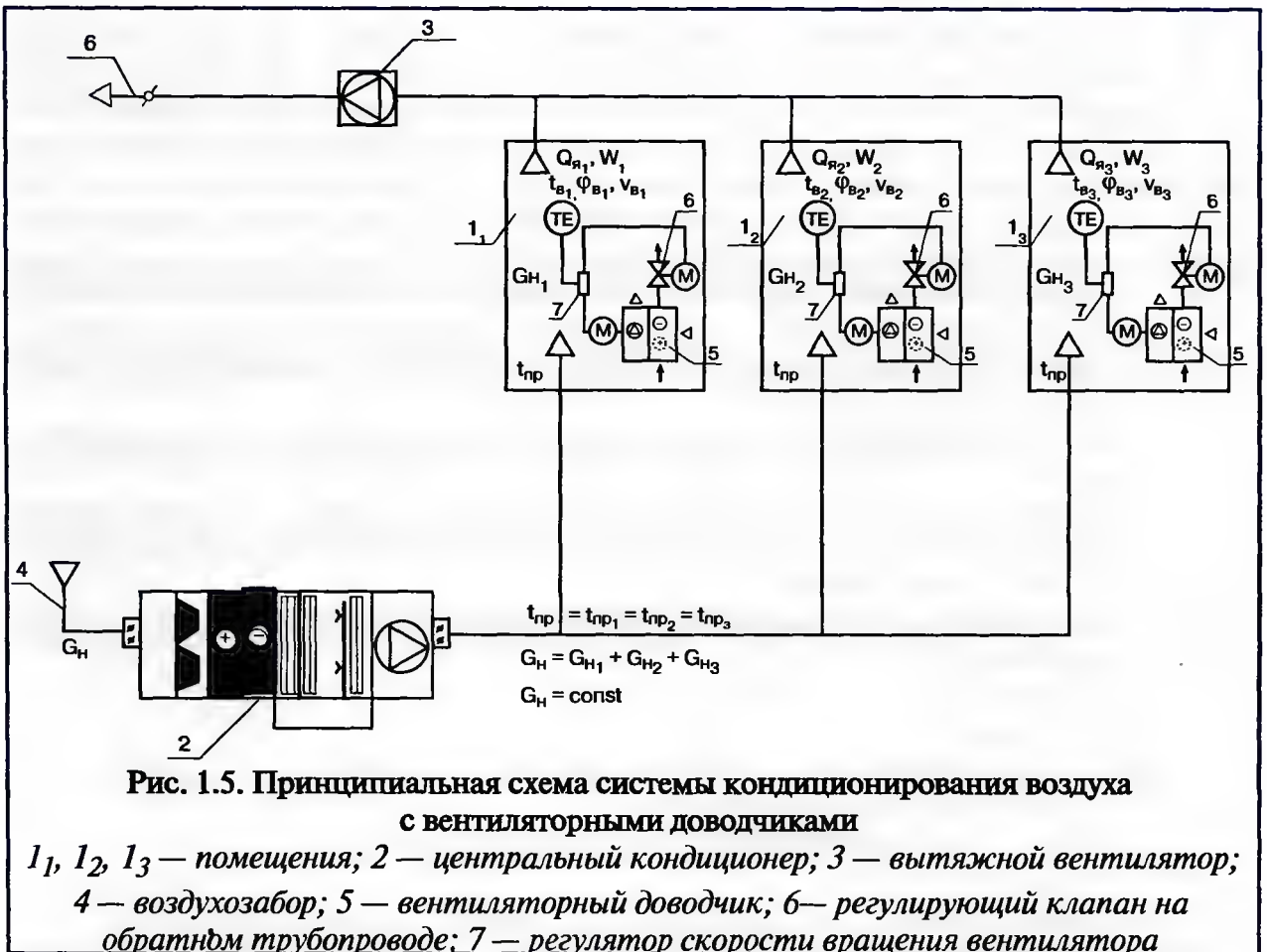
- I — центральной СКВ с зональными воздухонагревателями и с системой отопления;
- II — местно-центральной СКВ с эжекционными доводчиками, выполненное в Моспроекте-2 для административного здания высотой 36 этажей, показало, что СКВ с эжекционными доводчиками имеет лучшие показатели, а по приведенным затратам она дешевле на 20% [14].

Система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками

В центральной установке кондиционирования воздуха обрабатывается суммарное количество минимально необходимого наружного воздуха, подаваемого в помещения. Первичный воздух по сети воздухопроводов (рис.1.5) поступает непосредственно в помещение через воздухораспределители или в вентиляторный доводчик 5, если его конструкция предусматривает смешение наружного и рециркуляционного воздуха. В вентиляторном доводчике 5 проходит обработку рециркуляционный воздух, забираемый из помещения (вторичный воздух), или смесь первичного и рециркуляционного воздуха. В зависимости от периода года воздух может охлаждаться или нагреваться в теплообменнике вентиляторного доводчика. К теплообменнику по системе трубопроводов, аналогичной системе водяного отопления, подводится холодная вода в теплый период года или горячая вода в переходный или холодный период года. Движение воздуха через теплообменник в отличие от эжекционных доводчиков обеспечивает встроенный вентилятор.

Поддержание заданной температуры в каждом помещении осуществляется системой управления. В соответствии с заданной температурой воздуха в помещении изменяется скорость вращения вентилятора (низкая, средняя, высокая) и расход теплоносителя через теплообменник. Для этого в конструкции вентиляторного доводчика предусмотрены специальные регулирующие устройства 7 и 6.

В результате система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками при сохранении минимального воздухообмена обеспечивает поддержание требуемой температуры воздуха в каждом помещении независимо от времени года и изменения нагрузки на СКВ. Относительная влажность воздуха в помещениях также поддерживается



в пределах оптимальных значений. Поддержание строго заданных значений относительной влажности в данной системе невозможно.

Система с вентиляторными доводчиками имеет лучшие эксплуатационные показатели по сравнению с другими системами. Сравнение эксплуатационных показателей 4-х систем кондиционирования воздуха [20] приведено в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Вид системы кондиционирования воздуха	Расход холода Q_x , кВт	Расход тепла Q_t , кВт
1. Эжекционная 2-х трубная	46,9	44
2. Двухканальная:		
а) обычная	53,4	40,8
б) регулируемая по методу точки росы	103	40,8
3. С вентиляторными доводчиками 4-х трубная	45,14	42,4

Недостатки систем с вентиляторными доводчиками:

- более трудоемкое обслуживание по сравнению с центральными системами, так как работы следует проводить во всех помещениях здания;
- требуется система отвода конденсата, образующегося при охлаждении воздуха с осушкой, которую необходимо периодически чистить;
- фильтры, встроенные в фэнкойл, имеют малые размеры, низкую эффективность, требуют проведения регенерации;
- невозможно точно поддерживать заданную относительную влажность в помещении;

- при работе вентилятора в помещении создается шум;
- вентиляторы доводчиков потребляют электроэнергию.

Проведенный недавно в Великобритании опрос основных «игроков» на строительном рынке — сметчиков, экспертов, проектировщиков, риэлторов [46] позволил сопоставить наиболее часто употребляемые многозональные системы кондиционирования воздуха. Оценочный опрос проводился по семи видам современных систем кондиционирования воздуха:

- системе с переменным расходом воздуха (VAV);
- системе с напольными конвекторами (Hiross и им подобные);
- системе с вентиляторными конвекторами (фэнкойлами) потолочного типа;
- системе с охлаждающими потолочными панелями и подачей минимального расхода наружного воздуха;
- системе с эжекционными доводчиками, расположенными по периметру помещения;
- системе с переменным расходом воздуха и смесительными коробками (двухканальной);
- мультизональной системе VRF.

Каждая система оценивалась по следующим критериям:

- инвестиционные расходы;
- максимальная полезная площадь;
- высота здания;
- минимальные размеры машинного зала;
- гибкость планировки помещений;
- техническое обслуживание;
- энергопотребление;
- регулирование;
- акустика;
- сроки строительства;
- качество воздуха.

На рис. 1.6 приведены оценки всех рассмотренных систем. Наивысшую оценку получили системы с вентиляторными конвекторами (доводчиками), за ними следуют мультизональные системы и системы типа Hiross.

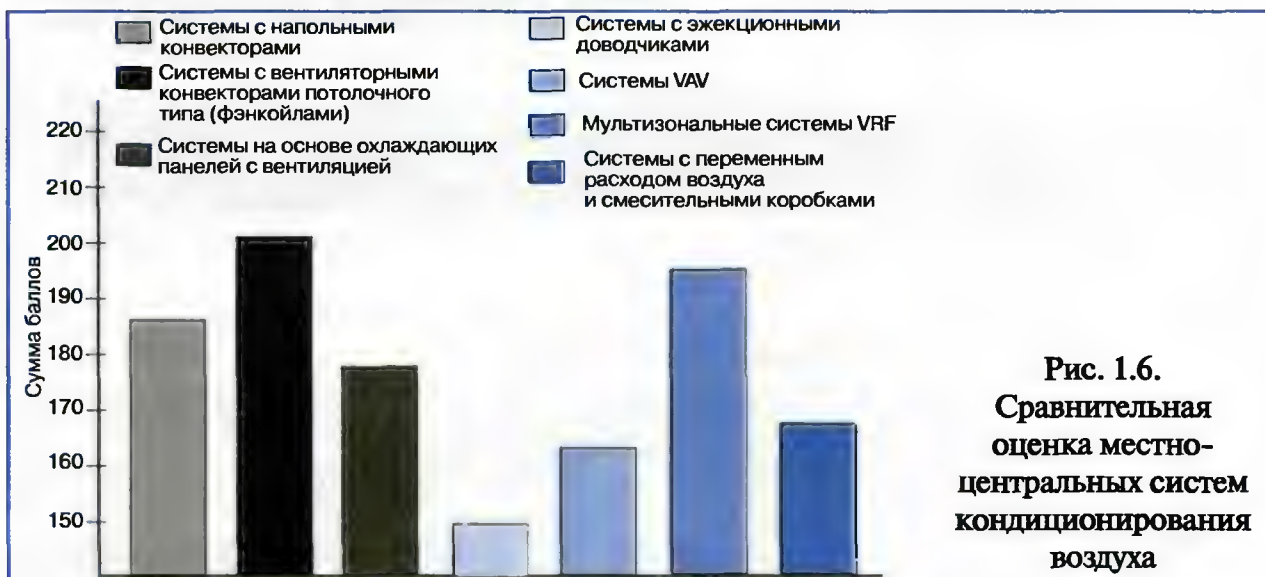


Рис. 1.6.
Сравнительная
оценка местно-
центральных систем
кондиционирования
воздуха

Местно-центральная система кондиционирования воздуха с вентиляторными доводчиками получила широкое распространение во всех странах, в том числе и в России. Источником холода в таких системах является водоохлаждающая холодильная машина, которую называют «чиллер», вентиляторные доводчики называют «фэнкойлы», а сама система получила краткое название «чиллер-фэнкойлы».

РАЗДЕЛ II



Общие сведения о системе кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами.

Преимущества системы и примеры ее использования

Состав и принцип работы системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами.....	22
Преимущества СКВ с чиллерами и фэнкойлами.....	23
Круглогодичное автоматическое поддержание заданных параметров воздуха в каждом помещении здания при изменении нагрузки на СКВ	23
Экономия электрической энергии при эксплуатации СКВ с чиллерами и фэнкойлами	27
Экономия тепловой энергии и топлива при комбинированной выработке теплоты и холода	31
Экономия отдельных статей капитальных затрат на систему обеспечения микроклимата здания.....	32
Экологические аспекты использования СКВ с чиллерами и фэнкойлами	43

Состав и принцип работы системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами

Система кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами (рис. 2.1) включает в себя центральную установку кондиционирования воздуха 1, обеспечивающую обработку первичного воздуха, местные агрегаты 2 — фэнкойлы, устанавливаемые в помещениях, источник холода 3 — чиллер, охлаждающий воду, поступающую в теплообменники фэнкойлов в теплый период года, насосную станцию 4, обеспечивающую циркуляцию холодоносителя в системе трубопроводов и необходимый гидравлический режим, источник теплоты 5 — котел, циркуляционные насосы 6 и мембранные расширительные баки 7 в соответствующих контурах циркуляции, систему воздухопроводов 8, по которым первичный воздух поступает в помещения, систему трубопроводов 9, 10, по которым циркулирует тепло-холодоноситель, регулирующие устройства 12, систему управления, систему трубопроводов для отвода конденсата 11.

Набор функциональных блоков центрального кондиционера, в которых последовательно обрабатывается воздух в центральном кондиционере, определяется на основе построения процессов изменения состояния воздуха на I-d диаграмме и зависит от климатических данных района строительства.

Первичный воздух по сети воздухопроводов может смешиваться с рециркуляционным воздухом в фэнкойле, если его конструкция предусматривает смешение наружного и рециркуляционного воздуха. Возможность смешивания воздуха из помещения с первичным воздухом позволяет использовать первичный воздух, имеющий очень низкую температуру ($7-10^{\circ}\text{C}$), избегая при этом проблем с равномерным распределением по помещению малого количества охлажденного или нагретого воздуха.

Фэнкойл — агрегат, включающий: вентилятор, теплообменник, фильтр для очистки воздуха и пульт управления. Фэнкойлы устанавливаются в помещении под окном, на стене, под потолком, в потолке в зависимости от модификации и типа. В фэнкойле вторичный воздух, или смесь первичного и рециркуляционного воздуха в зависимости от периода года охлаждается или нагревается в теплообменнике. К фэнкойлам по системе трубопроводов подводится холодная вода в теплый период года или горячая вода в переходный или холодный период года. Если система кондиционирования воздуха устраивается в реконструируемом здании, где имеется система отопления, то фэнкойлы работают в режиме охлаждения в теплый период и нагревания в переходный период.

Источником холода в теплый период года служит водоохлаждающая холодильная машина — чиллер. Холодильная машина с реверсированием холодильного цикла работает как тепловой насос и может быть источником теплоты в переходный период, а также при особых условиях эксплуатации в холодный период. Чиллер в зависимости от типа, определяемого способом охлаждения конденсатора, устанавливается вне здания: на крыше, во дворе, или внутри здания.

Циркуляцию холодоносителя, обеспечивает гидромодуль или насосная станция, включающая циркуляционные насосы, баки, запорную, регулирующую и предохранительную арматуру, устройства автоматического регулирования.

Источником теплоты в пиковом режиме служит котел или система централизованного теплоснабжения. Циркуляция тепло-холодоносителя в каждом замкнутом циркуляционном контуре трубопроводов осуществляется с помощью циркуляционных насосов.

Поддержание заданной температуры воздуха в каждом помещении, надежное функционирование системы обеспечивает единая система управления, включающая систему управления центральным кондиционером, чиллером и фэнкойлами. Предусмотрено две ступени регулирования: централизованное поддержание на заданном уровне температуры приточного воздуха в центральном кондиционере, температуры воды с системе теп-

ло-холодоснабжения (чиллер), местное поддержание заданной температуры воздуха в каждом конкретном помещении (фэнкойл). В соответствии с заданной температурой воздуха в помещении изменяется скорость вращения вентилятора фэнкойла (низкая, средняя, высокая) и расход теплоносителя через теплообменник с помощью регулирующих клапанов на трубопроводах холодо-теплоносителя.

При охлаждении воздуха в теплообменнике фэнкойла ниже температуры точки росы происходит выпадение конденсата на поверхности, который собирается в поддоне фэнкойла. Через специальный патрубок конденсат следует отводить дренажными трубопроводами за пределы помещения. Целесообразно предусматривать централизованное удаление конденсата. В здании устраивается система дренажных трубопроводов с окончательным удалением конденсата в канализационную сеть.

Преимущества СКВ с чиллерами и фэнкойлами

Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами не только являются воплощением наиболее удачного технического решения многозональной системы кондиционирования воздуха, но и имеют целый ряд преимуществ перед остальными системами кондиционирования воздуха, отвечая в полной мере тем требованиям, которые предъявляются к этим системам (табл.2.1).

Преимущество систем с чиллерами и фэнкойлами могут быть наглядно проиллюстрированы на примерах их использования в зданиях различного назначения.

Круглогодичное автоматическое поддержание заданных параметров воздуха в каждом помещении здания при изменении нагрузки на СКВ

В режиме охлаждения заданные параметры воздуха в помещении поддерживаются автоматически системой управления фэнкойлов в каждом помещении изменением скорости вращения вентилятора фэнкойла и расхода холодоносителя через фэнкойл.

Наличие водяного контура в СКВ и местных агрегатов-фэнкойлов в каждом помещении дает возможность использовать систему также и для отопления помещений.

В странах Европы системы с вентиляторными доводчиками, работающими также и в режиме отопления, получили широкое распространение. Нельзя согласиться с утверждением, что вентиляторные доводчики могут успешно заменить отопительные приборы только в условиях мягких зим, которые характерны для стран Европы из-за того, что при поломке вентилятора фэнкойла или неисправности электродвигателя теплопроизводительность фэнкойла снижается, и ее может быть недостаточно для суровых зим в России. Для повышения надежности работы СКВ с чиллерами и фэнкойлами в условиях России следует предусматривать установку в помещении как минимум двух фэнкойлов вместо одного той же мощности с целью резервирования, размещая их равномерно под окнами у наружных ограждений. В переходный период источником теплоты в такой системе может быть чиллер, работающий в режиме теплового насоса, в зимнее время — котел или тепловая сеть.

В зависимости от назначения помещений здания требуемые режимы охлаждения или отопления могут не совпадать во времени. Вид режима определяется периодом года, расположением помещения в здании, особенностями технологического процесса. Обычно в гражданских зданиях помещения незначительно отличаются по своему функциональному назначению и возникает необходимость одновременного охлаждения всех помещений в здании в теплый период и отопления в холодный период, только в переходный период в короткие промежутки времени может понадобиться одновременное охлаждение одних помещений и отопление других. Для таких зданий применяется двух-

Таблица 2.1.

Преимущества СКВ с чиллерами и фэнкойлами

Требования, предъявляемые к СКВ	Преимущества СКВ с чиллерами и фэнкойлами
1 Санитарно-гигиенические	Круглогодичное автоматическое поддержание заданных параметров воздуха в каждом помещении здания одновременно при изменении нагрузки на СКВ
2 Экономические (эксплуатационные и инвестиционные расходы)	Экономия электрической, тепловой энергии и топлива, экономия отдельных статей капитальных затрат на систему обеспечения микроклимата здания
3 Производственно-монтажные (в том числе сроки строительства)	Отсутствие ограничений по взаимному расположению чиллера и фэнкойлов, количеству фэнкойлов, объединенных в одну общую систему, длине трубопроводов, возможность поэтапного ввода системы в эксплуатацию и наращивания мощности
4 Эксплуатационные (гибкость работы, техническое обслуживание)	Гибкое местное регулирование тепловой и холодильной мощности фэнкойлов, централизованное управление чиллером, центральным кондиционером, аккумулирование холода
5 Экологические	Безвредный холодоноситель, снижение общего и теплового загрязнения окружающей среды
6 Строительные (площадь, занимаемая оборудованием, высота помещений, гибкость планировки помещений)	Чиллер может быть установлен за пределами здания: на крыше, во дворе, максимальное использование полезной площади помещений (фэнкойлы - в подшивном потолке)
7 Акустические	Специальное малошумное исполнение чиллера, снижение уровня звуковой мощности вентилятора фэнкойла при регулировании его скорости вращения

трубная система, как более дешевая и фэнкойлы с одноконтурным теплообменником. Переключение режима работы системы осуществляется вручную или автоматически с помощью клапанов на магистральных трубопроводах от источника теплоты и чиллера. Поддержание заданной температуры в помещении в режиме обогрева осуществляется также как и в режиме охлаждения.

Преимущества отопления фэнкойлами перед традиционной системой отопления в возможности быстрого прогрева помещения при работе вентилятора с максимальной скоростью вращения двигателя, быстрое перемешивание воздуха в помещении, что создает равномерное поле температур в помещении и способствует тепловому комфорту, быстрое охлаждение помещения при отключении системы в случае необходимости, таким образом достигается высокая гибкость регулирования по сравнению с традиционными системами отопления. Отопление помещений в нерабочие часы может осуществ-

ляться в режиме естественной конвекции. Недостаток — шум, создаваемый при работе вентилятора фэнкойла и потребление электроэнергии вентилятором. Незначительные затраты электроэнергии окупаются за счет более гибкого регулирования тепловой мощности, отсутствия перегрева в переходный период и перерасхода теплоты на отопление помещений.

Системой с чиллерами и фэнкойлами могут быть оборудованы многоквартирные жилые дома (коттеджи), многокомнатные офисные здания, здания банков, учебных и лечебных учреждений. В России уже есть опыт оборудования зданий системами с чиллерами и фэнкойлами, работающими так же и в режиме отопления.

На рис. 2.2. приведен пример СКВ с чиллером и фэнкойлами для банка, которая может работать в режиме одновременного охлаждения всех помещений здания или в режиме отопления. В здании предусмотрена центральная система кондиционирования воздуха, производительность которой определена из условия подачи минимального количества наружного воздуха на одного человека в зависимости от продолжительности пребывания людей в помещении. Функциональная схема обработки воздуха в центральном кондиционере предполагает его очистку в фильтрах, нагревание и увлажнение зимой, охлаждение и осушку летом. Возможно и необходимо включение в схему теплообменника рекуператора для нагревания наружного воздуха за счет теплоты воздуха, удаляемого из помещений. Кондиционер устанавливается на крыше здания, подает обработанный воздух в помещения первого и второго этажа через систему воздуховодов и воздухораспределители в помещения. Удаление воздуха предусмотрено системой вытяжной вентиляции.

Подача и удаление воздуха в помещения подвала (хранилища ценностей) осуществляется самостоятельными приточно-вытяжными системами.

В помещениях банка устанавливаются фэнкойлы:

- в подвальных помещениях — горизонтальные без корпуса в подшивном потолке;
- в помещениях первого и второго этажа — под окнами напольные конвекторы в корпусе;
- в VIP зоне операционного зала — под потолком кассетные. Фэнкойлы охлаждают или нагревают рециркуляционный воздух в помещениях. Одноконтурные теплообменники фэнкойлов подключаются к системе трубопроводов по двухтрубной схеме. На подводках устанавливаются трехходовые регулирующие клапаны с двухпозиционным регулированием (открыто/закрыто), которые перекрывают проход тепло-холодоносителя через теплообменник фэнкойла при достижении заданной температуры в помещении и невозможности дальнейшего ее изменения регулированием скорости вращения вентилятора. В рабочем положении при необходимости нагревания или охлаждения помещения клапаны открыты.

Источник холода для воздухоохладителей центрального кондиционера и фэнкойлов — чиллер, работающий только на охлаждение. Параметры воды в системе холодоснабжения 7–12°C, они определяются температурными условиями работы чиллера, и диктуют определенный расход воды в гидравлической сети трубопроводов. Циркуляцию обеспечивает насосная станция (гидравлический модуль), которая устанавливается в подвале.

В банке есть отдельные помещения, где требуется постоянное охлаждение воздуха даже в зимнее время, например серверные. Если таких помещений мало (одно-два), то более экономичным будет установка шкафных кондиционеров или простых бытовых сплит-кондиционеров, работающих круглогодично, непосредственно в этих помещениях.

Источник теплоты — собственный котел, который может быть установлен на крыше, в специально отведенном помещении подвала или первого этажа. Параметры теплоносителя в режиме отопления СКВ с чиллерами и фэнкойлами отличаются от параметров теплоносителя в традиционных среднетемпературных системах отопления. Значения и перепад температур обычно ниже, они определяются гидравлическим режимом

работы контура трубопроводов, общим для отопления и охлаждения, тепловой нагрузкой на фэнкойл с площадью поверхности теплообменника, подобранной по нагрузке охлаждения, условиями надежной эксплуатации котла. В связи со сложностью увязки теплового и гидравлического режима для отопления и охлаждения целесообразно подключать источник теплоты: котел или тепловую сеть через промежуточный теплообменник, разделяя гидравлические контуры.

В переходный период может потребоваться в одних помещениях охлаждение, в других — отопление, обычно для помещений, выходящих на разные фасады здания. Для раздельного снабжения фасадов теплой и холодной водой предусматривают пофасадное зонирование трубопроводов в зданиях с четко разграниченными фасадами при отсутствии резких различий в тепловых нагрузках на одном фасаде. Пофасадное зонирование двухтрубной системы тепло-холодоснабжения дает возможность в переходный период работать системе одновременно в двух режимах: охлаждения и отопления, обеспечивая комфортные условия во всех помещениях здания. В этом случае потребуются насосы с регулируемым расходом воды в каждом контуре циркуляции, система автоматического пофасадного регулирования. Преимуществом двухтрубной системы является снижение капитальных затрат на трубопроводы, запорно-регулирующую арматуру, затрат на монтаж системы по сравнению с четырехтрубной системой, применение таких систем особенно удобно при реконструкции здания, когда существует сложность прокладки трубопроводов, размещения арматуры в существующем здании. К недостаткам системы следует отнести необходимость переключения режимов работы системы, потребность в дополнительном оборудовании (промежуточный теплообменник, насосы с регулируемым расходом и т.д.), более сложная система автоматического регулирования.

При технологическом кондиционировании воздуха, когда нагрузка на систему кондиционирования воздуха в отдельных помещениях значительно отличается по величине и по знаку, в особых случаях при комфортном кондиционировании, следует применять четырехтрубную систему теплохолодоснабжения. Наличие двух контуров отопления и охлаждения дает возможность поддерживать одновременно в каждом помещении здания независимо от времени года заданные параметры микроклимата.

Примером таких зданий могут быть здания многофункционального назначения телекоммуникационных служб, когда в одном здании размещаются административные помещения, сервисные службы по работе с клиентами, а также технологические помещения: автозалы, серверные, кросс и т.д., требующие круглогодичного охлаждения помещений; производственные многозональные здания с большим количеством помещений, отличающихся по нагрузке на систему кондиционирования воздуха, например цеха готовых лекарственных средств в фармацевтическом производстве, гостиницы с очень высоким уровнем требований к комфорту.

В четырехтрубных системах фэнкойлы могут быть с одноконтурным теплообменником или двухконтурным. При одноконтурном теплообменнике устанавливаются два трехходовых или четырехходовых регулирующих клапана на трубопроводах холодной и горячей воды, управляемые от датчика температуры воздуха в помещении, подключаемые к соответствующим контурам циркуляции. При двухконтурном теплообменнике один контур теплообменника, обычно с большей поверхностью нагрева, подключается к двухтрубному контуру холодной воды с установкой трехходового клапана, второй — к двухтрубному контуру горячей воды, также с установкой клапана.

На рис 2.3. дан пример четырехтрубной системы для трехэтажного здания, где размещаются несколько изолированных помещений цеха готовых лекарственных средств.

Чистые помещения создаются в объеме производственной площади здания путем выгораживания специальными модульными перегородками внутренних помещений, в которых обеспечивается и поддерживается требуемый класс чистоты, с целью сокращения производительности центральной системы кондиционирования воздуха. Цент-

ральный кондиционер подает в помещения обработанный наружный воздух (3 ступени очистки, нагревание, увлажнение, охлаждение, осушка) в размере минимального воздухообмена, определяемого технологическими вытяжками. Целесообразно не предусматривать централизованной очистки смеси рециркуляционного и обработанного наружного воздуха, а осуществлять местную очистку рециркуляционного воздуха, который затем подавать в камеры перед фильтрами тонкой очистки вместе с обработанным наружным воздухом. В периметральной зоне здания установлены фэнкойлы под окнами с двухконтурными теплообменниками. Источником холода в контуре циркуляции незамерзающего раствора (пропиленгликоль) с параметрами 7-12°C является чиллер с воздушным охлаждением конденсатора и осевым вентилятором. Чиллер с гидромодулем установлен на крыше здания, что дает возможность экономить производственную площадь. Источник теплоты в контуре циркуляции горячей воды — собственная миникотельная. Необходимость в промежуточном теплообменнике контура нагревания отсутствует, так как контуры отопления и охлаждения независимы друг от друга. Все оборудование: центральный кондиционер, котлы, насосы устанавливаются в подвальном помещении.

При отсутствии в здании собственной котельной независимо от выбранной схемы трубопроводов тепло-холодоснабжения, когда источником теплоты является тепловая сеть, в переходный период может наблюдаться дефицит теплоты в помещениях и дискомфорт. В этом случае в качестве источника теплоты и холода целесообразно применить чиллер, работающий в режиме теплового насоса с реверсированием холодильного цикла. Параметры воды в этом режиме должны быть как можно ниже (45-35 °C). В этом случае в контуре горячей воды необходим промежуточный теплообменник.

Экономия электрической энергии при эксплуатации СКВ с чиллерами и фэнкойлами.

Применение СКВ с чиллерами и фэнкойлами дает возможность снизить общее потребление электроэнергии системой обеспечения микроклимата. Одной из принципиальных особенностей таких систем является подача в помещение минимально необходимого расхода наружного воздуха и ассимилирование избытков теплоты местными агрегатами-фэнкойлами. Мощность и энергопотребление вентиляторов оказывает значительное влияние на энергоэффективность системы в целом. Потребление электроэнергии складывается из мощностей, потребляемой вентилятором центральной СКВ и вентиляторами фэнкойлов. В прямоточных системах кондиционирования воздуха расчетный расход воздуха (максимальная производительность) определяется по избыткам теплоты в помещении, что значительно превышает минимально необходимый расход наружного воздуха. Применение централизованной рециркуляции дает возможность уменьшить расходы холода и теплоты, но не влияет на потребление электроэнергии системой. В центральных системах с переменным расходом воздуха, в двухканальных системах не удастся довести расход приточного воздуха до его минимально необходимых значений.

Теоретически снижение потребляемой мощности вентилятором при изменении расхода пропорционально отношению фактического расхода воздуха к максимальному расходу при полной нагрузке в кубе. Практически в системах с переменным расходом воздуха в процессе регулирования изменяется характеристика сети при дросселировании, к.п.д вентилятора и привода, за счет чего сокращение энергопотребления будет меньше, чем теоретическое. Сокращение расхода в два раза доведет энергопотребление до 12,5% от максимального значения. Steve Kavanaugh [47] провел сравнение трех вариантов систем кондиционирования воздуха одинаковой охладительной мощности 1760 кВт:

- центральная система с переменным расходом, рециркуляционными вентиляторами, концевыми устройствами с переменным расходом воздуха и вентиляторами (снижение энергопотребления до 57% от максимального значения при уменьшении расхода воздуха до 30% от его полной нагрузки);

- центральная система с переменным расходом меньшей потребляемой мощности за счет уменьшения напора, рециркуляционными вентиляторами, без вентиляторов в концевых устройствах (снижение энергопотребления до 22% от максимального значения при уменьшении расхода воздуха до 30% от его полной нагрузки);
- система с местными вентиляторными доводчиками без централизованного притока (расход воздуха минимально необходимый).

Сравнение показало, что первая система потребляет наибольшее количество энергии, повышение эффективности системы возможно путем уменьшения мощности вентилятора центральной системы и отказа от вентиляторов концевых устройств (вторая система), наилучшие показатели энергопотребления у третьей системы. Это достигается благодаря отсутствию энергопотребления центральной системой, рециркуляционными вентиляторами, несмотря на низкий к.п.д. небольших вентиляторов фэнкойлов.

В системе кондиционирования воздуха с эжекционными доводчиками, производительность которой обычно близка к минимально необходимому расходу наружного воздуха, необходимо создать повышенное давление воздуха перед соплами, вентилятор имеет больший напор, и энергопотребление системой больше, чем в системе с вентиляторными доводчиками.

В реконструируемых зданиях, когда нет возможности устроить центральную систему кондиционирования воздуха (ограниченная высота помещений, невозможность прокладки воздухопроводов, отсутствие помещений для центрального кондиционера), имеется существующая система водяного отопления могут применяться поэтажные приточно-вытяжные установки в комбинации с фэнкойлами горизонтального исполнения для охлаждения помещений в теплое время года. На рис. 2.4. представлен пример применения СКВ с чиллером и фэнкойлами для реконструируемого офисного здания. В здании имеется действующая система отопления. Обработка и подача первичного воздуха в помещения в размере минимального воздухообмена предусмотрена поэтажными компактными приточно-вытяжными агрегатами со встроенным рекуператором через сеть приточных воздухопроводов и воздухораспределителей. Минимальное количество наружного воздуха очищается от пыли, нагревается за счет теплоты вытяжного воздуха во встроенном пластинчатом теплообменнике-рекуператоре, при очень низких температурах наружного воздуха ($t_n < -15^\circ\text{C}$) предварительно нагревается в электронагревателе. Летом наружный воздух охлаждается, отдавая теплоту вытяжному воздуху, если текущая температура наружного воздуха t_n выше, чем температура внутреннего воздуха t_6 . Приточно-вытяжные агрегаты установлены в конструкции подшивного потолка коридора или под потолком вспомогательных помещений. Фэнкойлы можно разместить в подшивном потолке (кассетный тип, горизонтальный без корпуса), на потолке или на верхней части стены (горизонтальные в корпусе, настенные). Система холодоснабжения — двухтрубная. Вода охлаждается в чиллере с воздушным охлаждением конденсатора с осевым вентилятором, который установлен во дворе здания на специальной площадке. Гидромодуль размещается в подвале в тепловом пункте.

В тех зданиях, когда нецелесообразен централизованный приток наружного воздуха, например в гостиницах, для которых характерна неравномерность заполнения гостиничных номеров, жилых зданиях, реконструируемых зданиях при дефиците строительных площадей возможно применение фэнкойлов со смешением наружного и рециркуляционного воздуха. Фэнкойлы устанавливаются у наружной стены, где устраивается отверстие с защитной решеткой для забора наружного воздуха. В этом случае следует применить фэнкойлы со смесительной камерой и клапанами на наружном и рециркуляционном воздухе, с автоматикой защиты теплообменника фэнкойла от замерзания.

Экономия электрической энергии в СКВ с чиллерами и фэнкойлами достигается так же за счет гибкого индивидуального регулирования тепловой и холодильной мощно-

сти фэнкойлов в каждом помещении и мощности чиллера при уменьшении нагрузки на систему кондиционирования воздуха. Регулирование холодильной мощности чиллера осуществляется ступенчато при установке чиллера с несколькими герметичными поршневыми или спиральными компрессорами, пропорционально изменению нагрузки в чиллерах с винтовыми и полугерметичными компрессорами. Чтобы сгладить неравномерность холодоснабжения системы при ступенчатом регулировании мощности и неравномерность потребления холода, в системе устанавливается бак-аккумулятор. Затраты на электроэнергию, потребляемую чиллерами, можно значительно снизить при работе в ночное время с пониженными тарифами на электроэнергию при наличии аккумулялирующей емкости.

Применение чиллера, работающего в режиме теплового насоса, особенно по сравнению с электрическим источником теплоты, дает существенную экономию энергии на отопление здания в переходный период и даже в особых случаях в холодный. В настоящее время тепловые насосы всерьез рассматривают как альтернативу традиционным отопительным котлам, ориентируясь на требования защиты окружающей среды. Низкопотенциальная теплота, подводимая к теплообменнику (испарителю) чиллера-теплового насоса может отбираться у наружного воздуха при установке чиллера снаружи здания, у воздуха, удаляемого системами вентиляции, или их смеси при установке чиллера внутри здания. Параметры источника низкопотенциальной теплоты в значительной степени определяют эффективность работы теплового насоса: с падением температуры наружного воздуха и при относительно большой разности температур конденсации и испарения происходит быстрое снижение его теплопроизводительности. В условиях влажного климата на поверхности испарителя в диапазоне от 0°C до 6°C образуется иней, который уменьшает площадь свободного сечения для прохода воздуха, при этом температура испарения понижается, что также способствует нарастанию инея и дальнейшему снижению производительности вплоть до полной остановки агрегата. Размораживание теплообменника осуществляется путем реверсирования холодильного цикла. С увеличением частоты разморозки энергопотребление растет, производительность падает. Расширить временной диапазон использования чиллера в режиме теплового насоса в сторону низких температур наружного воздуха, повысить эффективность его использования можно при работе чиллера на смеси удаляемого и наружного воздуха.

На рис. 2.5 представлен пример системы кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами для реконструируемого административного здания. Чиллер с воздушным охлаждением конденсатора и центробежным вентилятором, а также насосная станция расположены на техническом этаже здания в отдельном помещении. Воздух на охлаждение конденсатора чиллера забирается непосредственно из технического помещения, где он установлен. В техническое помещение подается наружный воздух и теплый воздух, удаляемый вытяжными системами вентиляции. Предусмотрено изменение соотношения количества наружного воздуха и вытяжного так, чтобы поддерживать температуру смеси в определенном диапазоне ее изменения с целью обеспечения высокой эффективности работы теплового насоса. В здании отсутствует система централизованного притока наружного воздуха. В подшивном потолке устанавливаются фанкойлы канального типа, которые могут обслуживать одно или несколько помещений одновременно. Фанкойлы работают на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Количество наружного воздуха определено как минимально необходимое. Наружный воздух поступает через отверстия в наружных стенах в смесительную камеру фэнкойлов. Для защиты теплообменника фэнкойла от замерзания предусмотрена специальная автоматика: закрывается клапан на наружном воздухе при отключении вентилятора. В отдельных районах с мягким климатом при значительных объемах удаляемого воздуха такое использование теплового насоса может позволить полностью отказаться от традиционной системы отопления. В таком случае фэнкойлы, работающие на смеси наружного и рециркуляционного воз-

духа, следует разместить под окнами. Это возможно при отсутствии таких источников теплоты как ТЭЦ, центральная котельная, а также при отсутствии централизованного газоснабжения для индивидуальных котлов, с которыми при низких ценах на топливо пока не могут конкурировать тепловые насосы. Выбор теплового насоса в качестве самостоятельного источника теплоты для отопления необходимо проводить на основе технико-экономического обоснования.

Новые технологии в строительстве позволяют модернизировать жилые здания в типовых районах и прекрасные старинные особняки в центральной части городов. При проектировании мансардных этажей над существующими жилыми этажами возникает проблема обеспечения новых помещений теплом. Мощность источника теплоснабжения старой постройки, как правило, недостаточна. В этом случае приходится искать автономный источник теплоты. Альтернативой газовым крышным котельным может стать чиллер, работающий в режиме теплового насоса. Использование низкопотенциальных источников теплоты, например, теплоты вытяжного воздуха существующей части здания, позволяет применить тепловые насосы для отопления в условиях холодного климата.

Принципиальная схема теплохолодоснабжения мансардных этажей, разработанная КиевЗНИИЭП [43], от чиллера — теплового насоса представлена на рис. 2.6.

Для отопления и охлаждения помещений под окнами устанавливаются фэнкойлы, обеспечивающие заданную комфортную температуру в любое время года. Теплота и холод вырабатывается в чиллере с водяным охлаждением конденсатора (водоводяной тепловой насос), устанавливаемом в одном из подсобных помещений. Приемники тепловой энергии, в виде «сухой» градирни, устанавливаются в технических помещениях верхнего мансардного этажа, куда выводятся потоки вытяжного воздуха из всех этажей дома и куда подается наружный воздух. В летнее время приемники тепловой энергии будут отводить теплоту конденсации, нагревая вытяжной воздух. При этом возникнет дополнительное естественное давление в гравитационной системе вытяжной вентиляции существующей части здания, что несколько улучшит гигиенические условия старых квартир, организованная вентиляция которых в летний период практически отсутствует.

Над существующим 60-квартирным жилым домом надстраиваются два мансардных этажа, включающие в себя восемь новых квартир, отопительная тепловая мощность которых составляет $Q_k = 92,8$ кВт.

Объем воздуха, удаляемого системой вытяжной вентиляции существующей части дома при нормативном воздухообмене из кухни $90 \text{ м}^3/\text{ч}$ и из санузла $50 \text{ м}^3/\text{ч}$, составит $(90+50) \cdot 60 = 8400 \text{ м}^3/\text{ч}$. Система естественной вентиляции рассчитана на обеспечение нормативного воздухообмена при температуре наружного воздуха $+5^\circ\text{C}$, при более низких температурах наружного воздуха, когда требуется максимальная тепловая мощность отопления, фактический неорганизованный воздухообмен превышает расчетное значение. Объем вытяжной вентиляции восьми мансардных квартир, жилой площадью около 90 м^2 каждая, при нормативном однократном воздухообмене составит $90 \cdot 2,8 \cdot 8 = 2016 \text{ м}^3/\text{ч}$, а общий минимальный расход удаляемого воздуха $L_{y\partial} = 10400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Количество теплоты, кВт, которое необходимо подвести в испаритель теплового насоса, может быть определено ориентировочно из уравнения теплового баланса агрегата с учетом среднего значения коэффициента преобразования:

$$Q_u \approx Q_k / 4, \quad (1)$$

где Q_u — количество теплоты, подводимое в испарителе теплового насоса, кВт,
 Q_k — количество теплоты, отводимое в конденсаторе теплового насоса (отопительная мощность), кВт

С другой стороны количество теплоты, подводимое в испаритель, может быть определено через массовый расход смеси наружного и удаляемого воздуха:

$$Q_u = 0,278c_v (G_n + G_{yd}) (t_{cm} - t_{вук}), \quad (2)$$

где c_v — теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/кг град,

t_{cm} , $t_{вук}$ — соответственно расчетная температура смеси удаляемого и наружного воздуха, конечная температура воздуха после испарителя, °С,

G_n , G_{yd} — расходы воздуха соответственно наружного и удаляемого, кг/час.

При среднем перепаде температур воздуха в испарителе 5°С массовый расход смеси удаляемого и наружного воздуха составит 16376 кг/час, из него 3896 кг/час наружного воздуха, 12480 кг/час удаляемого.

Температура смеси для г. Киева при расчетной температуре наружного воздуха –22°С будет равна

$$t_{cm} = \frac{G_n t_n + G_{yd} t_{yd}}{G_n + G_{yd}} = \frac{3896(-22) + 12480(18)}{16376} = 8,5^\circ\text{С} \quad (3)$$

Для Москвы при расчетной температуре наружного воздуха –26°С температура смеси составит 7,5°С.

Такой температурный режим вполне приемлим для работы теплового насоса.

По данным КиевЗНИИЭП общая стоимость оборудования для отопления и кондиционирования воздуха одной квартиры общей площадью 150 м² составит около 9 тыс. долларов. Расход электроэнергии за отопительный период составит около 4000 кВт/ч. Это примерно в два раза дешевле, чем пришлось бы платить по существующим тарифам за централизованное теплоснабжение.

Экономия тепловой энергии и топлива при комбинированной выработке теплоты и холода

Для многих зданий в теплое время года одновременно необходимо охлаждение воздуха с использованием искусственного холода и подогрев воды на нужды горячего водоснабжения, особенно актуально это в тот период, когда основной источник теплоты на нужды горячего водоснабжения отключается на профилактику и ремонт. Соотношение количества теплоты, отбираемой от конденсатора чиллера, которое зависит от его холодильной мощности, и расхода теплоты на нужды горячего водоснабжения зависит от назначения здания. Самые большие нагрузки на нужды горячего водоснабжения в жилых зданиях, гостиницах, санаториях, базах отдыха, спортивно-оздоровительных комплексах, бассейнах, ресторанах. Обычно в этих зданиях для создания и поддержания требуемого микроклимата устраиваются системы кондиционирования воздуха. В этом случае преимущества системы кондиционирования воздуха «чиллер-фэнкойлы» неоспоримы по сравнению с другими системами. С энергэкономичной точки зрения совместное использование теплоты и холода, вырабатываемое чиллером, повышает эффективность инженерных систем здания, уменьшает срок окупаемости капитальных вложений.

При работе водоохлаждающей холодильной машины (чиллера) необходимо отводить теплоту конденсации хладагента. Для этого конденсатор охлаждают. Охлаждение конденсатора может быть воздушным с помощью осевых или центробежных вентиляторов, а так же водяным. Теплота конденсации может безвозвратно выбрасываться в атмосферу, способствуя «тепловому» загрязнению окружающей среды, или полезно использоваться. Чиллеры с винтовыми, спиральными и полугерметичными поршневыми компрессорами могут выпускаться как вариант с полной регенерацией теплоты в кожухотрубных теплообменниках, способных регенерировать 100% теплоты, выделяющейся при конденсации, в целях нагревания воды; как вариант с частичной регене-

рацией теплоты в трубчатых теплообменниках, способных регенерировать не более 10% теплоты, выделяющейся при конденсации. Чиллеры имеют два конденсатора — воздушный основной и водяной — вспомогательный. Вариант исполнения чиллера выбирается в зависимости от соотношения необходимой производительности по холоду чиллера и нагрузки на горячее водоснабжение. Редко удается полностью компенсировать всю нагрузку на горячее водоснабжение за счет теплоты регенерации, однако в результате использования теплоты конденсации фреона возможно значительно уменьшить годовое потребление теплоты зданием.

Проект использования для горячего водоснабжения теплоты конденсации фреона холодильных машин разработан Центром энергосбережения КиевЗНИИЭП [42] для одной из киевских гостиниц. Проектом предусмотрено круглогодичное обеспечение гостиницы горячей водой с использованием теплоты конденсации двух холодильных машин для теплого и переходного периода. Тепловая сеть служит дополнительным источником теплоты, когда теплоты конденсации недостаточно для покрытия нагрузки горячего водоснабжения, и основным источником в зимнее время. Предусмотрено аккумулярование теплоты для сглаживания неравномерности потребления и выработки теплоты. При общей холодильной мощности чиллеров 425 кВт дана цифра экономии условного топлива 60 тонн в год.

На рис. 2.7 приведена схема системы кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами гостиницы с использованием теплоты конденсации на нужды горячего водоснабжения с одной холодильной машиной. Основное оборудование расположено в тепловом пункте в подвале, а холодильная машина — на специальной площадке во дворе здания. Приток и вытяжка воздуха предусмотрена в каждый номер с помощью местных приточно-вытяжных аппаратов. В жаркой время, когда нагрузка на чиллер по холоду максимальная, он охлаждает воду, подаваемую к фэнкойлам. Одновременно вода, охлаждающая конденсатор 1.3, подогревает воду из водопровода для системы горячего водоснабжения в пластинчатом теплообменнике 6. Горячая вода накапливается в баках аккумуляторов 9 при отсутствии водоразбора или подается на водоразбор. Насос 7 обеспечивает постоянный расход воды в циркуляционном контуре «баки-аккумуляторы — теплообменник» независимо от водопотребления. При небольшом водоразборе весь поток холодной воды направляется через теплообменник, и в баках происходит накопление горячей воды. При пиковом водоразборе часть потока холодной воды поступает в нижнюю часть первого бака. При этом накопившаяся ранее горячая вода выдавливается из верхней части правого бака. Аккумулятор компенсирует дефицит потребления теплоты. Если нагрузка на горячее водоснабжение отсутствует и аккумулятор «заряжен», автоматически включается в работу воздушный конденсатор 1.4.

Экономия отдельных статей капитальных затрат на систему обеспечения микроклимата здания

В отечественной практике из-за целого ряда объективных и субъективных причин системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами обычно выполняют функцию охлаждения внутреннего воздуха помещений, а для целей отопления применяются традиционные отопительные приборы, устанавливаемые под окнами. Если для реконструируемых зданий с существующей надежно функционирующей системой отопления с этим решением можно согласиться, то для вновь строящихся зданий и при реконструкции зданий, когда требуется замена старой системы отопления, это решение приводит к необоснованному росту капитальных затрат на систему обеспечения микроклимата, а в последствии и эксплуатационных затрат на поддержание требуемого микроклимата.

Единая сеть трубопроводов с общей запорной и регулирующей арматурой, единая система автоматического регулирования параметров микроклимата в помещении в ре-

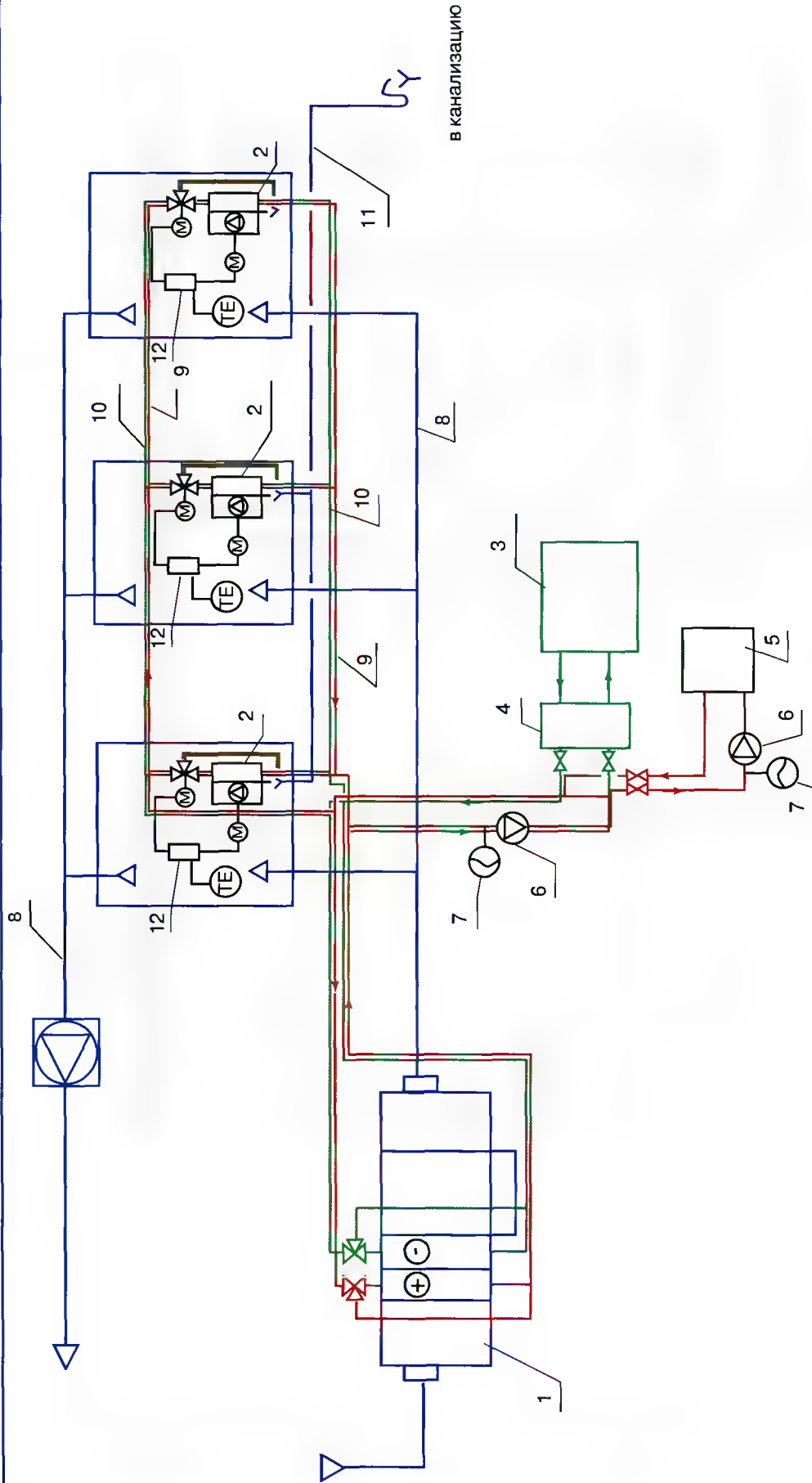


Рис. 2.1. Принципиальная схема водо-воздушной СКВ с чиллером и фэнкойлами

1 — центральный кондиционер; 2 — фэнкойлы; 3 — чиллер; 4 — насосная станция; 5 — котел; 6 — циркуляционный насос; 7 — мембранный расширительный бак; 8 — воздушный бак; 9 — трубопроводы отопления; 10 — трубопроводы охлаждения; 11 — дренажные трубопроводы; 12 — блок управления фэнкойлом

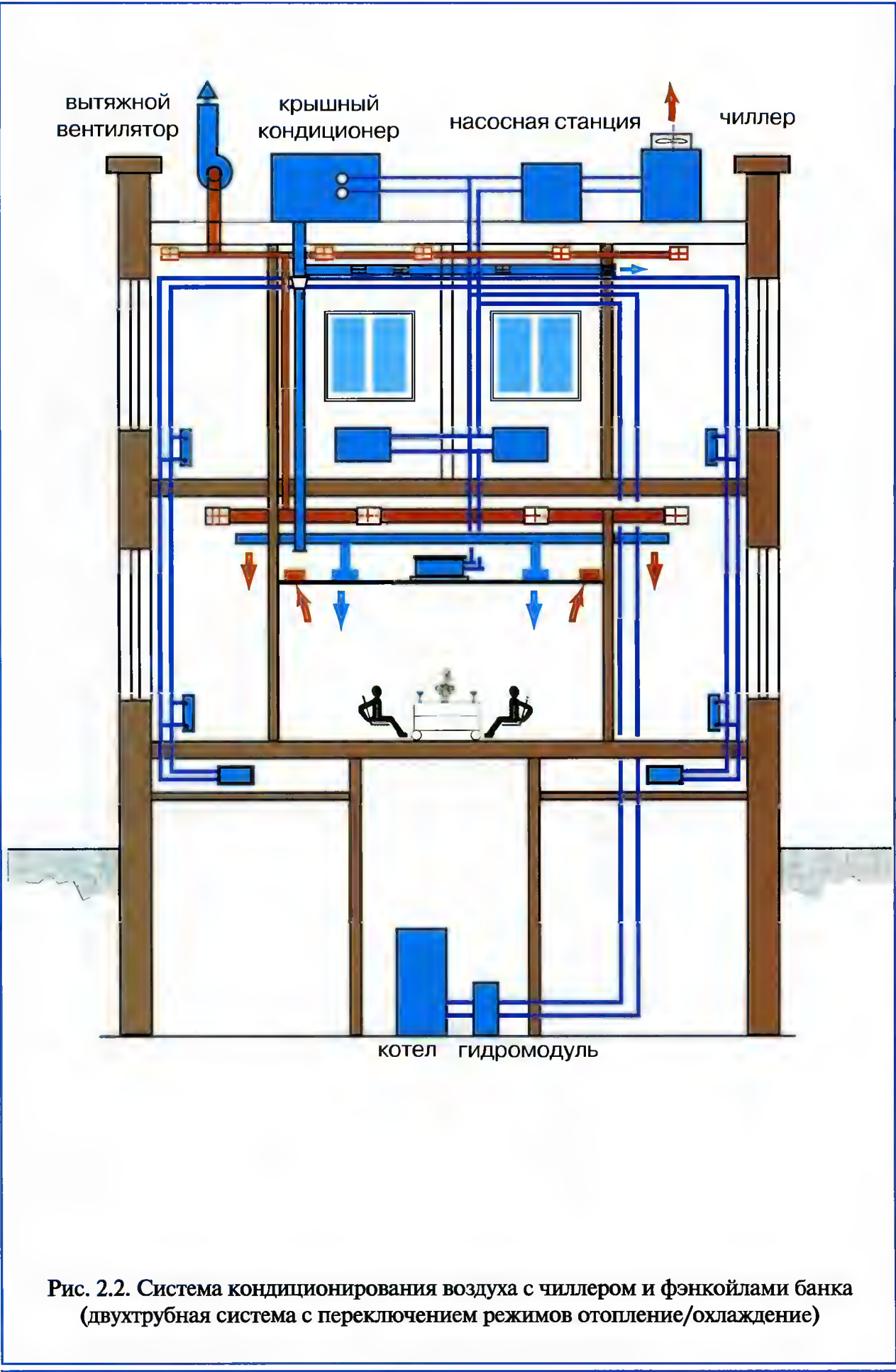


Рис. 2.2. Система кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами банка (двухтрубная система с переключением режимов отопление/охлаждение)

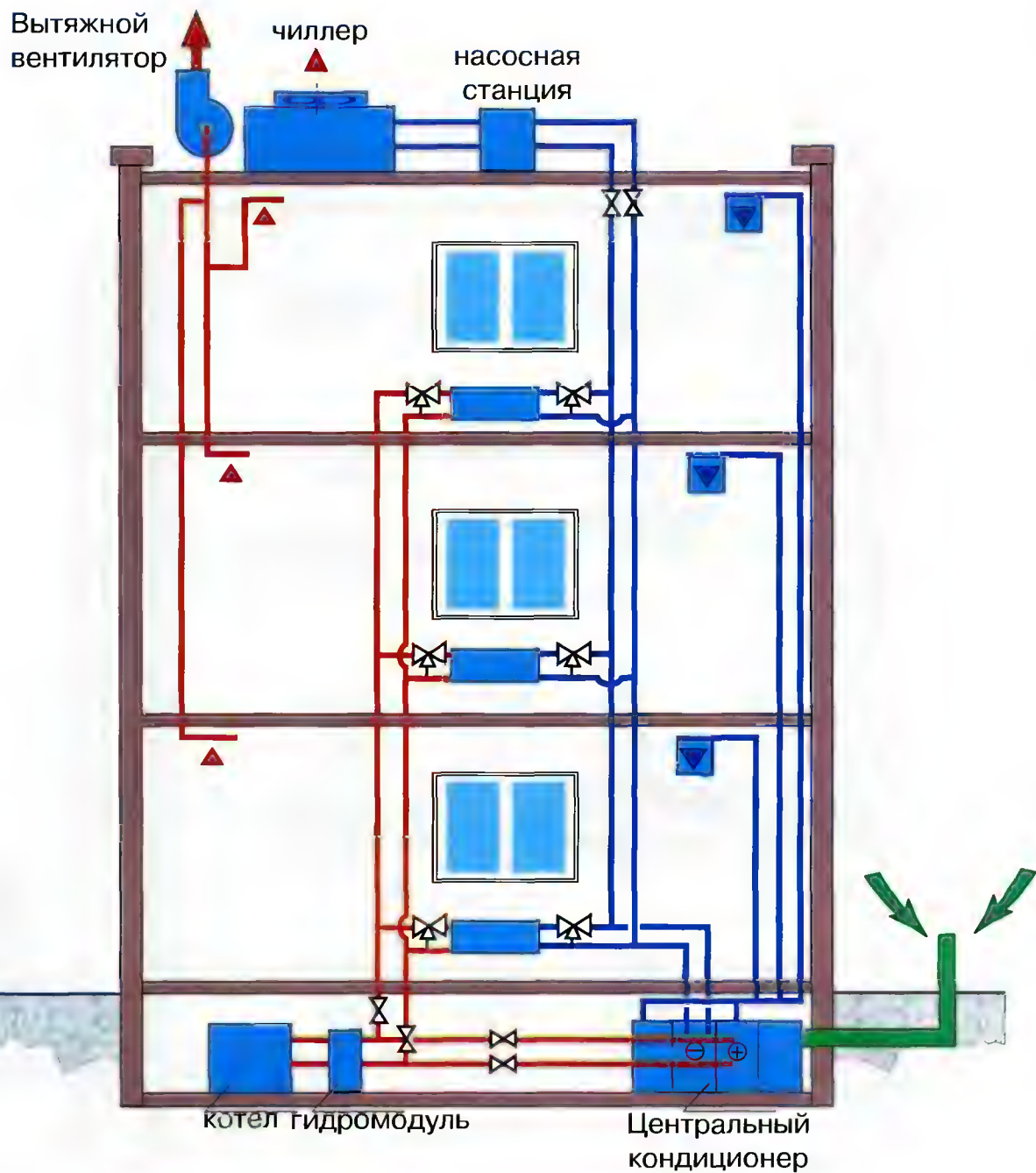


Рис. 2.3. Система кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами цеха готовых лекарственных средств (четырёхтрубная)

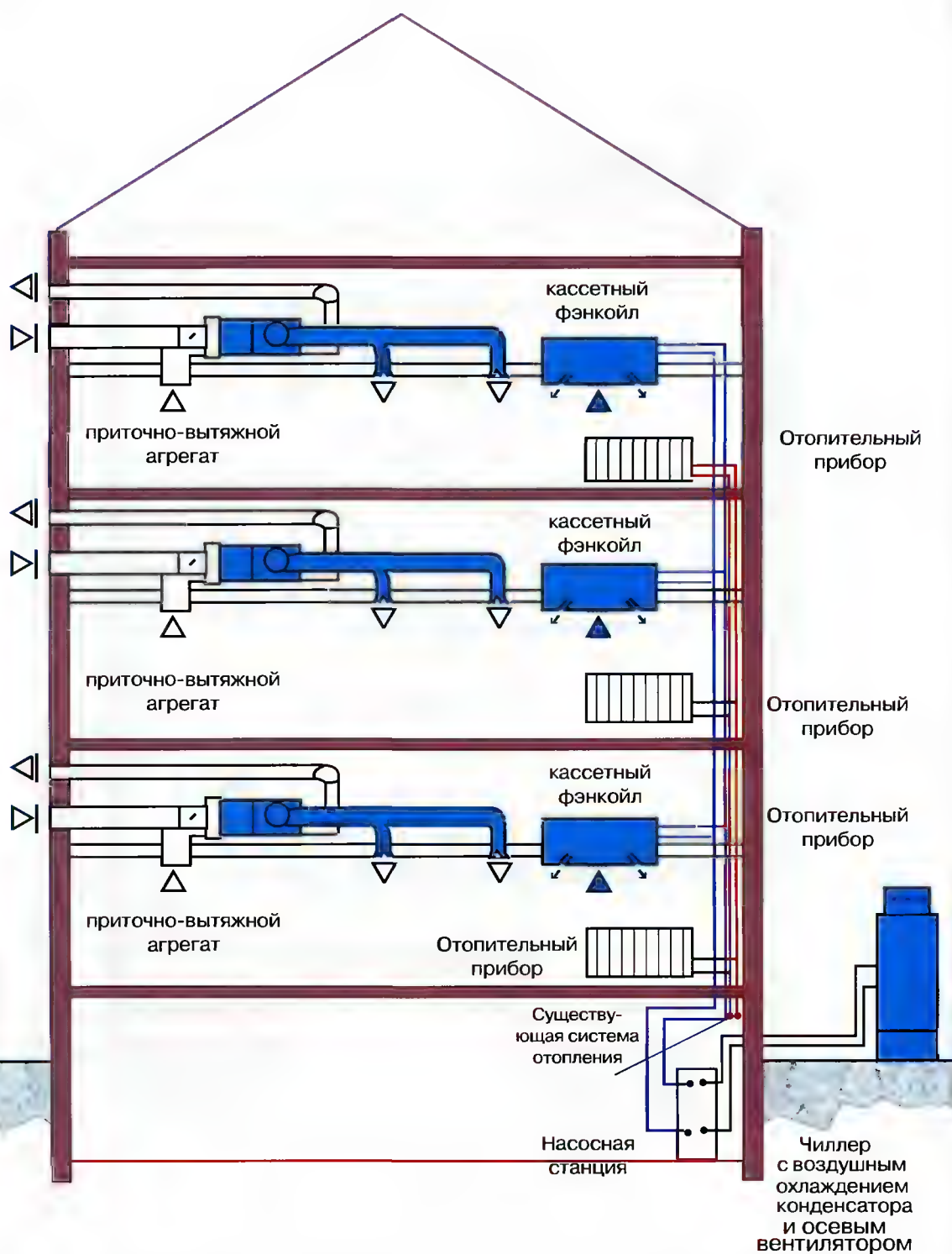


Рис. 2.4. Система кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами реконструируемого офисного здания (двухтрубная система, режим охлаждения)

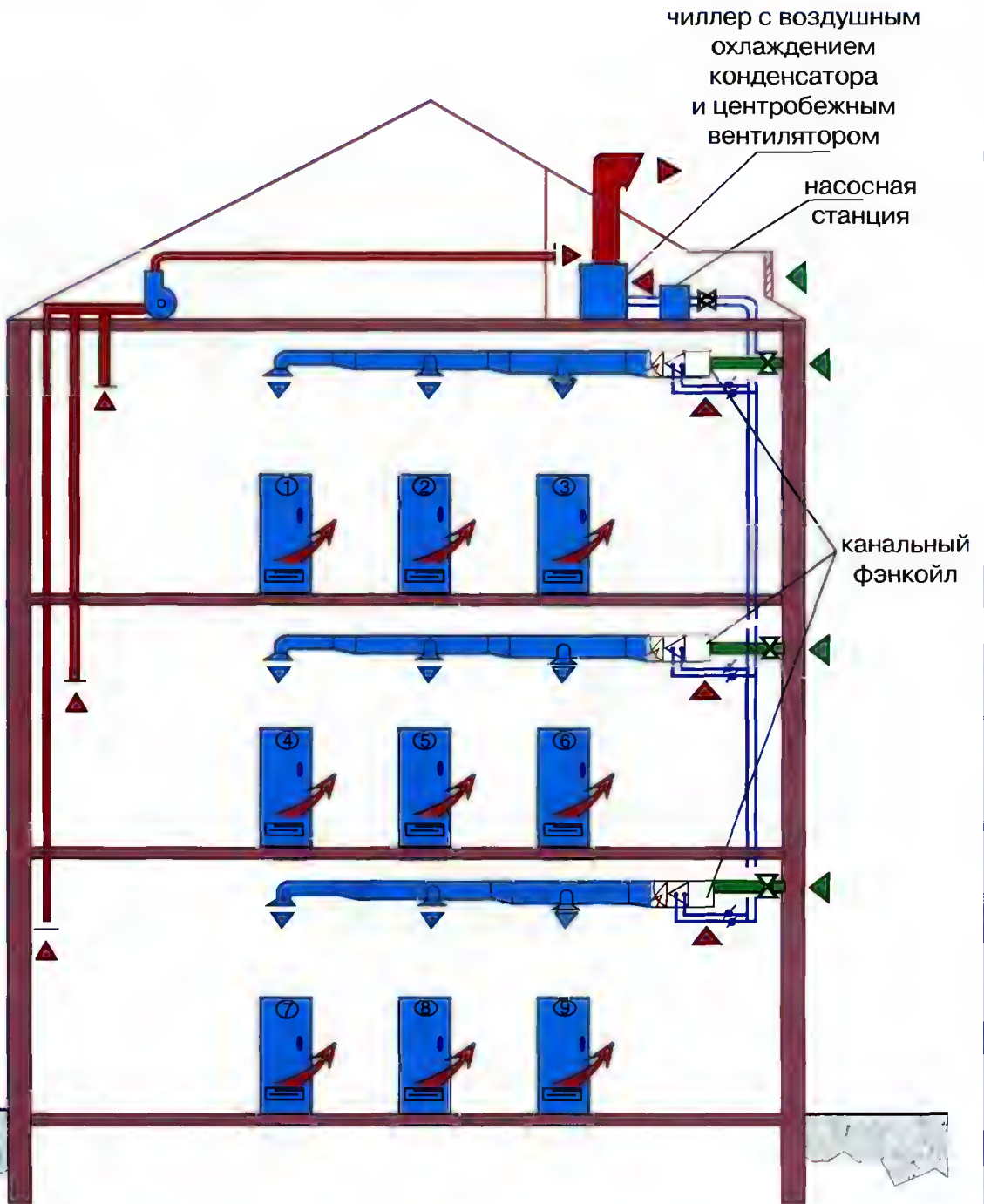


Рис. 2.5. Система кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами для реконструируемого административного здания (канальные фэнкойлы, нагревание приточного воздуха в режиме теплового насоса)

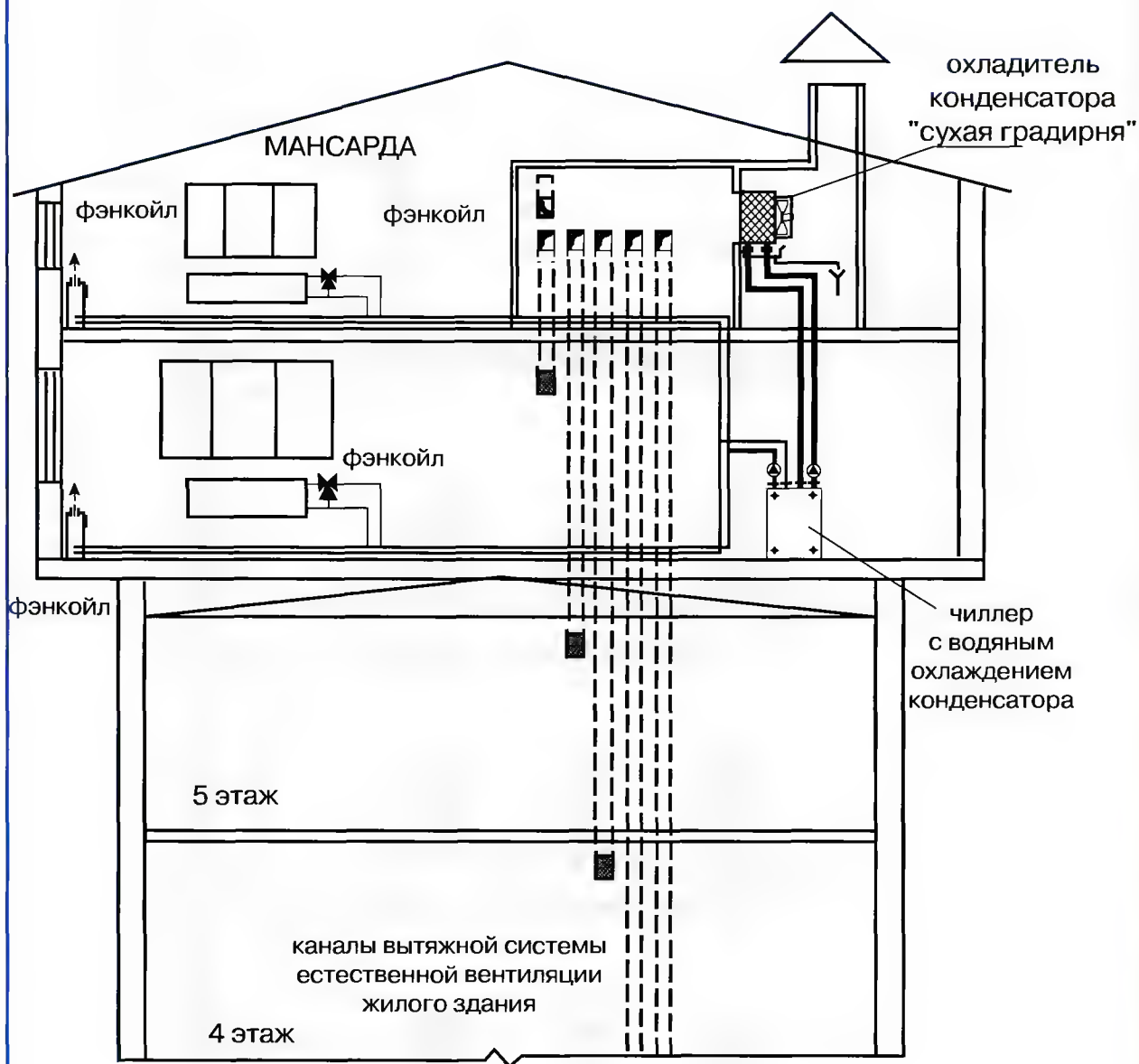


Рис. 2.6. Система кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами мансарды здания (двухтрубная система, отопление в режиме теплового насоса)

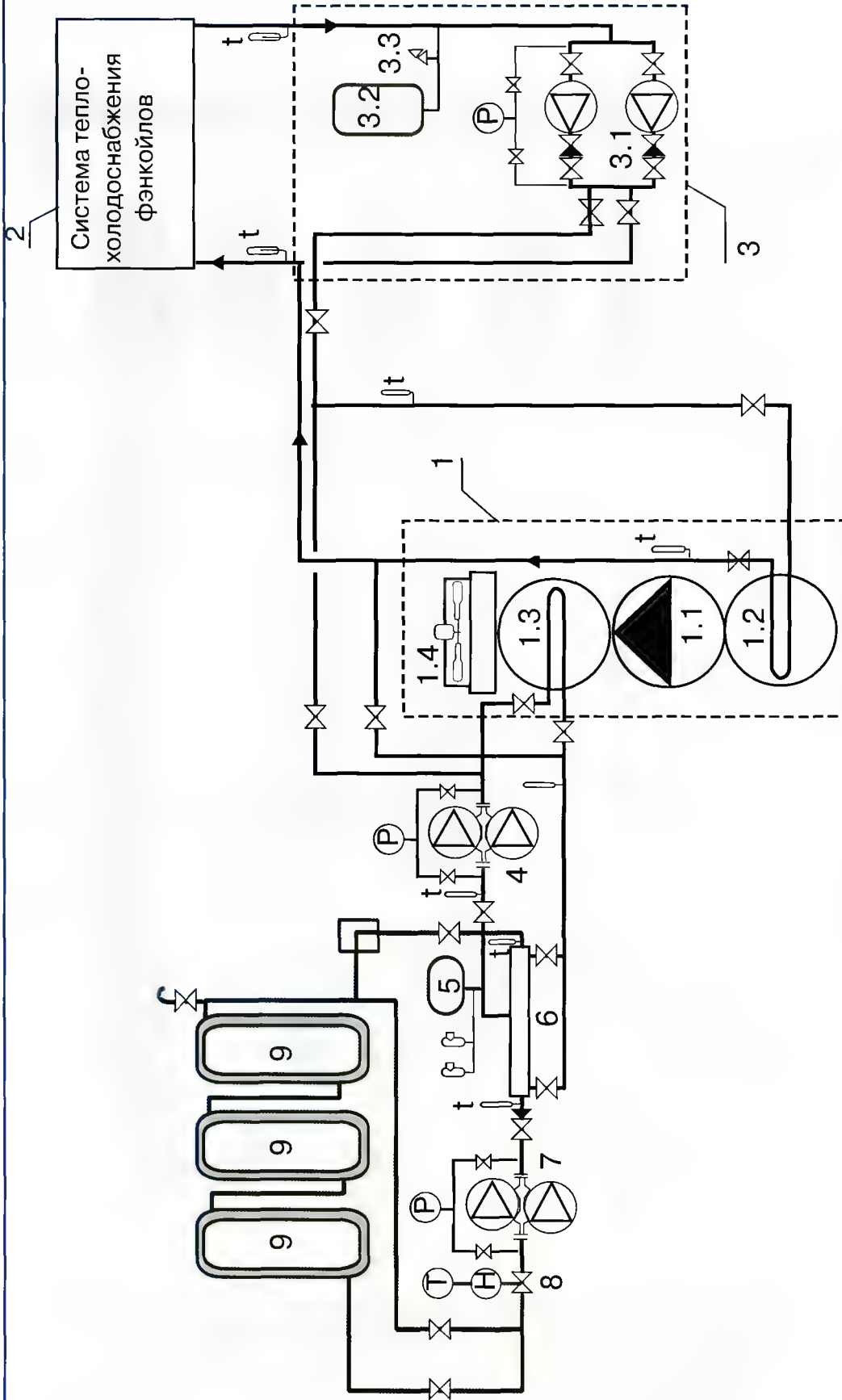


Рис. 2.7. Схема системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами гостиницы с использованием теплоты регенерации: 1 — чиллер (1.1 — компрессор, 1.2 — испаритель, 1.3 — водяной конденсатор, 1.4 — воздушный конденсатор), 2 — система теплохолодоснабжения, 3 — насосная станция (3.1 — насосы, 3.2 — расширительный бак, 3.3 — предохранительный клапан), 4 — циркуляционные насосы контура греющей воды, 5 — расширительный бак, 6 — теплообменник, 7 — циркуляционные насосы контура нагреваемой воды, 8 — регулятор расхода, 9 — аккумуляторы теплоты



Рис. 2.8. Охлаждение воздуха в помещении склада готовой продукции на кондитерской фабрики

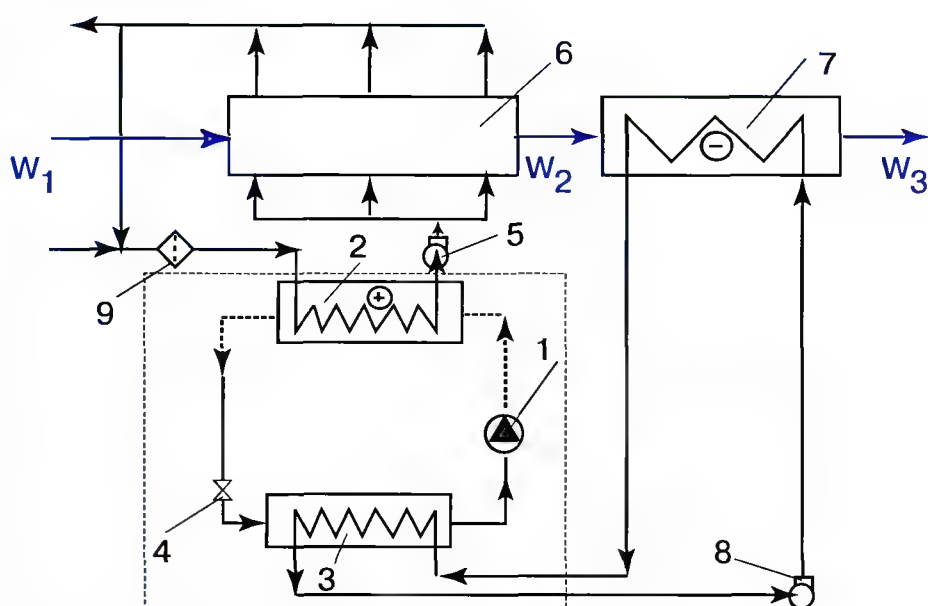


Рис. 2.9. Схема использования чиллера с воздушным охлаждением конденсатора и центробежным вентилятором для сушки рисовой крупы:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3 — испаритель; 4 — дросселирующее устройство;
 5 — центробежный вентилятор охлаждения конденсатора, 6 — камера сушки;
 7 — охладитель; 8 — насос; 9 — фильтр

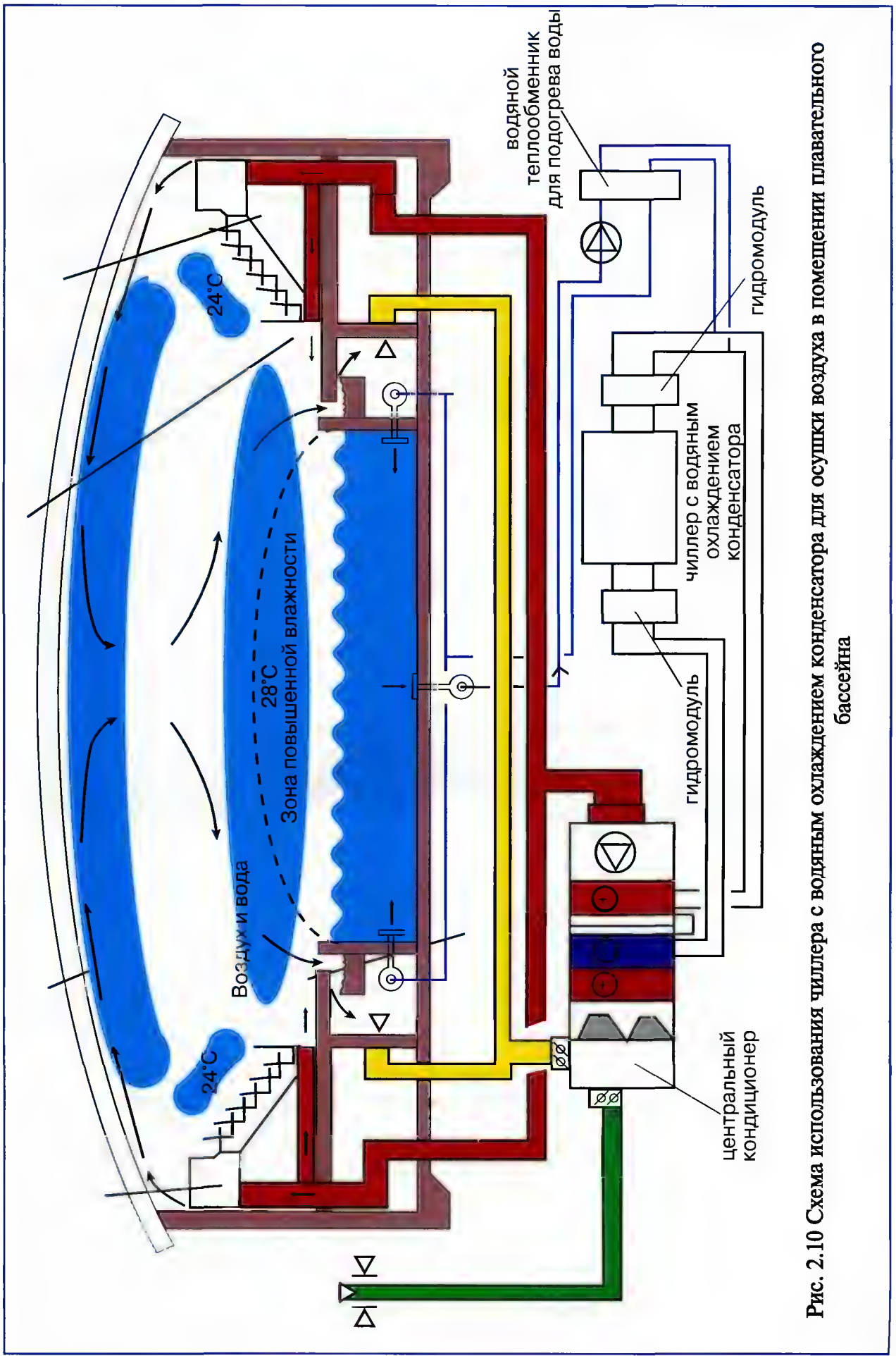


Рис. 2.10 Схема использования чиллера с водяным охлаждением конденсатора для осушки воздуха в помещении плавательного бассейна

жиме отопления и охлаждения дает заказчику ощутимую экономию инвестиционных вложений, уменьшает продолжительность и стоимость монтажных работ, сроки строительства, экономит строительную площадь. В переходный период в помещениях с традиционной системой отопления при отсутствии индивидуальных регуляторов у отопительных приборов обычно наблюдается перегрев, что связано со срезкой температурного графика при центральном качественном регулировании в тепловой сети, в случае с индивидуальным источником теплоты — с недопустимостью конденсации водяных паров на хвостовых поверхностях нагрева обычных котлов при упрощенном регулировании. В это время для поддержания комфортных условий в помещениях включается и работает система кондиционирования воздуха, в которой на охлаждение воздуха затрачивается искусственный холод. Получаются двойные эксплуатационные затраты: перерасход теплоты на отопление и расход холода на поддержание комфортных внутренних условий в помещении.

Для отдельной категории зданий, в частности жилых зданий, гостиниц, применение единой для всего здания центральной системы кондиционирования воздуха, обеспечивающей подачу в помещения обработанного наружного воздуха, нецелесообразно. Работа такой СКВ потребует постоянных затрат электрической, тепловой энергии, холода независимо от изменяющейся нагрузки в помещениях, связанной с неравномерным заполнением людьми отдельных номеров или квартир. До недавнего времени в жилых зданиях приток наружного воздуха осуществлялся неорганизованным путем за счет инфильтрации или открывания окон. С появлением герметичных окон стали применяться специальные местные устройства в окнах или в наружных стенах для притока подогретого или холодного воздуха в помещения с рекуперацией теплоты удаляемого воздуха или без нее. В зданиях, оборудованных СКВ с чиллерами и фэнкойлами, есть возможность подавать наружный воздух в помещение в размере минимально необходимого воздухообмена децентрализованным путем. Конструкция целого ряда фэнкойлов разных фирм предусматривает непосредственный забор наружного воздуха через отверстие в стене, смешение его с рециркуляционным воздухом в смесительной камере, фильтрацию, нагревание и охлаждение. Установка таких фэнкойлов позволяет отказаться от централизованного притока обработанного наружного воздуха для определенного типа зданий, также при реконструкции существующих зданий, когда невозможно устроить центральную систему. Таким образом капитальные и эксплуатационные затраты уменьшаются, также экономится строительная площадь здания. Недостатком таких систем является наличие большого количества отверстий с решетками на фасадах здания, необходимость точного выполнения отверстия под решетку в стене для забора наружного воздуха, опасность замерзания воды в теплообменнике при отсутствии специальной защиты.

В помещениях большого объема (торговые залы крупных магазинов, крытые спортивные сооружения и т.д.) возможно применение канальных высоконапорных фэнкойлов, в том числе с забором наружного воздуха, которые могут работать на наибольшую сеть воздухопроводов.

Чаще всего в качестве альтернативного варианта СКВ с чиллерами и фэнкойлами предлагаются мультизональные системы типа VRF различных фирм: DAIKIN-VRV, MITSUBISHI HEAVY — KX, MITSUBISHI ELECTRIC — CYTY MULTY и т.д. Работа таких систем основана на принципе непосредственного охлаждения внутреннего воздуха помещений в испарителях парокомпрессионной холодильной машины. В помещениях устанавливаются внутренние блоки с фреоновым теплообменником и вентилятором. Внутренние блоки соединяются между собой системой медных трубопроводов и подключаются к одному наружному блоку, в котором находится компрессор и конденсатор парокомпрессионной холодильной машины. Количество внутренних блоков, подключаемых к одному наружному блоку ограничено, зависит от холодопроизводительности каждого внутреннего блока, имеет разное значение в зависимости от фирмы производи-

теля, по мере совершенствования таких систем оно неуклонно растет (до 32 штук у DAIKIN). В трубопроводах циркулирует рабочее вещество — фреон в двух фазовых состояниях: жидком и газообразном. Подобные системы могут работать в режиме охлаждения, в режиме отопления (тепловой насос до температуры наружного воздуха –15°С) для всех помещений, с регенерацией теплоты, когда часть помещений охлаждается, другая часть отапливается. По своему функциональному назначению, возможностям создания и обеспечения требуемого микроклимата системы имеют много общего с СКВ с чиллерами и фэнкойлами, за исключением режима отопления при низких температурах наружного воздуха, возможности децентрализованного притока наружного воздуха. Преимущество систем VRF в компактности, в отсутствии побудителей циркуляции (насосных станций), что повышает надежность работы системы и уменьшает эксплуатационные затраты, в совершенной системе микропроцессорного управления. Но по целому ряду показателей эти системы проигрывают СКВ с чиллерами и фэнкойлами. Это и выполнение противопожарных требований, соблюдение экологической безопасности. В системах VRF существуют ограничения по протяженности фреоновых проводов как по длине, так и по высоте, по количеству внутренних блоков, присоединяемых к одному наружному. В многоэтажных зданиях с большим количеством помещений приходится устанавливать несколько систем, что приводит к возрастанию капитальных затрат. Капитальные затраты на системы типа VRF обычно выше, чем на СКВ с чиллерами и фэнкойлами для определенного здания, причем с ростом общей холодопроизводительности системы кондиционирования воздуха здания разность в затратах увеличивается. Например, для офисного здания в табл. 2.2. приведено сравнение стоимости СКВ с чиллером и фанкойлами фирмы CLIVET и мультizonальной системы City-mylty фирмы Mitsubishi Electric.

Таблица 2.2

Стоимость основного оборудования системы кондиционирования воздуха

Холодопроизводительность	Система «чиллерфанкойл» фирмыCLIVET	Mylty-city Mitsubishi Electric
379 кВт	—	357800\$
381кВт	203300\$	—

Очень важным преимуществом систем кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами является отсутствие ограничений по взаимному расположению чиллера и фэнкойлов, количеству фэнкойлов, объединенных в одну систему, протяженности трубопроводов, возможность наращивания мощности системы, поэтапного ввода ее в эксплуатацию.

Экологические аспекты использования СКВ с чиллером и фэнкойлам

Прогресс техники неизбежно связан с усилением вредного влияния на окружающую среду. Не исключение и холодильная техника. Влияние на окружающую среду двоякое: глобальное на атмосферу и местное непосредственно на человека.

Глобальное влияние на окружающую среду связано с разрушением озонового слоя и «парниковым» эффектом и «тепловым» загрязнением окружающей среды.

Основными разрушителями озона являются атомы хлора и брома, отделившиеся под действием солнечной радиации от молекул синтезированных человеком химических веществ, относящихся к классу галогенизированных углеводородов. К числу основ-

ных озоноразрушающих веществ относятся хлорфторуглероды (ХФУ — российское обозначение, CFC — международное обозначение), используемые в течение многих лет в качестве хладагентов в холодильной технике благодаря удачному сочетанию их свойств: эффективности, производительности и рабочих характеристик. Эта проблема имеет глобальный характер, и поэтому ее решение является глобальным: был принят первый Международный договор по защите окружающей среды, названный Монреальским протоколом, запретившим производство этих веществ во всем мире. Этот договор был подписан в 1987 г., а запрет на ХФУ в большинстве промышленно развитых стран вступил в силу 1 января 1996 г., в Европе на год раньше. Для замены ХФУ(R11) разработаны альтернативные хладагенты: гидрохлорфторуглероды (ГХФУ) и гидрофторуглероды (ГФУ). В отличие от ХФУ, ГФУ не содержат хлора, а потому обладают нулевым потенциалом разрушения озонового слоя (ПРОС). ГХФУ, правда, содержат хлор, но присутствие одного или нескольких атомов водорода в молекулах ГХФУ приводит к их более быстрому расщеплению в нижних слоях атмосферы, в результате чего озонового слоя достигает меньшее количество хлора, их ПРОС примерно на 95% ниже, чем у ХФУ. Альтернативные хладагенты обладают примерно теми же эксплуатационными характеристиками, что и ХФУ, однако их воздействие на окружающую среду значительно снижено.

Изменения климата, которые нередко называют глобальным потеплением, аналогичны истощению озонового слоя в стратосфере тем, что они вызываются растущими концентрациями газов в атмосфере, а также тем, что они носят глобальный характер, а не ограничиваются районом выброса загрязняющих веществ. Соединением, вызывающим наибольший эффект глобального потепления, является диоксид углерода (CO_2), выбрасываемый в атмосферу всеми агрегатами, в которых сжигается топливо, в том числе электростанциями. Фторированные хладагенты также являются чрезвычайно активными глобальными утеплителями; однако объем их выбросов небольшой по сравнению с основными утеплителями — CO_2 , метаном и закисью азота. Проблему изменения климата невозможно решить, наложив запрет на производство веществ, вызывающих глобальное потепление (аналогично Монреальскому протоколу), поскольку такой запрет просто неосуществим. Основные холодильные системы способствуют изменению климата двумя путями: выбросом хладагентов (из числа глобальных утеплителей); косвенным выбросом CO_2 , вырабатываемым и попадающим в атмосферу в результате потребления энергии холодильной системой (для очень многих систем преобладающим является именно этот эффект). Воздействие на степень глобального потепления предложено учитывать показателем TEWI (Total Equivalent Global Warming Impact) — полный эквивалент глобального потепления. Показатель учитывает не только прямой вклад хладагента, зависящий от величины утечки, но и косвенный вклад, определяемый энергопотреблением холодильной системы. Последняя методика TEWI — анализа предлагает учитывать также дополнительные энергетические затраты на создание оборудования и обеспечение мер безопасности, в ней используются относительные показатели. С учетом методики TEWI-анализа была выполнена эколого-энергетическая оценка целесообразности применения наиболее перспективных альтернативных хладагентов, предложенных фирмами Du Pont, ICI, Chemical, Allied Signal. Наиболее перспективным (по коэффициенту TEWI) претендентом на роль альтернативы R22 в выпускаемом холодильном оборудовании следует считать R407C.

В области кондиционирования воздуха в течение нескольких десятилетий вне конкуренции был R22 (ГХФУ), до сих пор он применяется почти всеми изготовителями, поскольку в большинстве стран его использование в новых установках пока разрешено (до 2020 и даже 2040 годов для стран, оговоренных в Статье Монреальского протокола). Многие изготовители, включая нескольких ведущих, уже предлагают ряд чиллеров, работающих на R407C.

Альтернативный хладагент R407C представляет собой тройную смесь ГФУ-32, ГФУ-125 и ГФУ-134a (23% — ГФУ-32, 25% — ГФУ-125 и 52% — ГФУ-134a). По своей рецептуре она служит заменой ГХФУ-22 в системах кондиционирования воздуха при аналогичном давлении. Особенностью R407C является то, что он является смесью хладагентов и испаряется в некотором температурном диапазоне, а не при постоянной температуре (как происходит с другими хладагентами, не являющимися смесью). Это явление называется температурной текучестью: R407C испаряется в температурном диапазоне 4,4°C, например, испарение начинается при температуре 3°C, а заканчивается при температуре выше 7°C. Явление температурной текучести при некотором усовершенствовании конструкции холодильного агрегата может быть использовано для снижения его энергопотребления. Усовершенствование связано с применением противоточного испарителя, генерирующего насыщенный пар с температурой выше конечной температуры охлаждаемой воды, и регенеративного теплообменника, в котором жидкий хладагент переохлаждается, отдавая теплоту газообразному хладагенту на пути от испарителя к компрессору. Более высокая температура на входе в компрессор уменьшает работу сжатия компрессора и снижает энергопотребление, сокращая эксплуатационные расходы.

Таким образом, применение R407C повышает эффективность работы холодильной машины (чиллера) и уменьшает воздействие на окружающую среду, что связано с сокращением потребления электроэнергии, производимой электростанциями, которые работают на ископаемом топливе и являются основным источником выбросов CO₂.

«Тепловое» и общее загрязнение окружающей среды можно снизить, полезно используя теплоту конденсации фреона в чиллере для нагревания воды в теплый период года, используя чиллер в режиме теплового насоса для отопления зданий в переходный период и при особых условиях эксплуатации в холодный период, при этом не только экономится топливо, но и уменьшается суммарное вредное воздействие на окружающую среду. Тепловые насосы более «чистые» в экологическом плане, чем самые современные высокоэффективные газовые котлы, так как тепловой насос со средним значением коэффициента преобразования 3,0 по сравнению с котлом, имеющим коэффициент годовой производительности на уровне 90% (уровень чрезвычайно высокий и труднодостижимый), выбрасывает в атмосферу CO₂ на 40% меньше, чем котел той же мощности за тот же период времени (при сгорании газа образуется 221 г на 1 кВт·час произведенной теплоты, при производстве электроэнергии, затрачиваемой на работу теплового насоса, — 460 г на 1 кВт·час электроэнергии).

Местное негативное влияние СКВ с системой охлаждения на человека может быть связано с аварийными ситуациями, возникающими при работе системы. Речь идет об утечках хладагента непосредственно в помещение, где установлен кондиционер, возможных при работе сплит систем, систем VRF. Опасность возникает при пожаре, так как хладагенты разлагаются под действием высоких температур, развиваемых пламенем, либо при использовании электрических нагревателей. При разложении могут выделяться токсичные и раздражающие соединения, в частности, хлористый водород и фтористый водород. Сами по себе хладагенты не огнеопасны и не взрывоопасны, однако многие хладагенты ГХФУ и ГФУ могут стать горючими при смешении их с большим количеством воздуха при давлении, превышающем атмосферное. В случае СКВ с чиллерами и фэнкойлами контур циркуляции фреона вынесен за пределы помещений, где находятся люди, а контур циркуляции хладоносителя заполнен безвредным и безопасным для человека веществом — водой или раствором пропиленгликоля, использование которого обязательно для «чистых» производств: фармацевтических фабрик, пищевых производств, помещений здравоохранения.

На рис. 2.8 представлен пример применения СКВ с чиллером и фэнкойлами канального типа на складах кондитерских фабрик, где требуется охлаждение готового продукта и поддержание температуры хранения на заданном уровне и отсутствует необходимость в организованном притоке наружного воздуха.

Одним из примеров снижения вредного воздействия на окружающую среду является использование чиллера в режиме теплового насоса для сушки различных технологических продуктов: древесины, особенно пищевых продуктов: риса, зерна, колбас и т.д. Традиционные сушилки, использующие для подогрева воздуха теплоту сжигания топлива, загрязняют окружающую среду продуктами сгорания топлива, энергозатратны, процесс сушки в них трудно управляемый, не всегда выдерживается необходимый температурный режим, что приводит к низкому качеству продукции.

На рис. 2.9 представлена схема использования чиллера с центробежным вентилятором, работающего в режиме теплового насоса, для сушки рисовой крупы. Для получения рисовой крупы высшего сорта большое значение имеет технология послеуборочной обработки риса-зерна. Рисовую крупу необходимо подсушивать до 15% влажности и охлаждать до температуры 20°C при исходных параметрах: 16,5% влажности и температура 30–35°C. Теплонасосная установка позволяет подготовить воздух, подаваемый в сушильную камеру: осушить, понизив влагосодержание, в поверхностном воздухоохладителе, снабжаемом холодной водой от чиллера, и нагреть в конденсаторе чиллера. Представленный принцип работы теплового насоса для осушения воздуха с последующим его подогревом может быть реализован с использованием чиллеров для самых разных процессов низкотемпературной сушки в различных отраслях промышленности.

Метод осушки с использованием теплового насоса хорошо зарекомендовал себя при осушении воздуха в помещениях с большими влаговыведениями: бассейнах, помещениях водопроводных станций для предотвращения конденсации влаги на поверхностях трубопроводов, для осушения воздуха в подвальных и складских помещениях. Известна реализация этого принципа с помощью малых компактных агрегатов для небольших помещений, а для больших помещений со значительными влаговыведениями для решения этой же задачи может быть использован чиллер, работающий в режиме теплового насоса.

На рис. 2.10 представлена схема использования чиллера с водяным охлаждением конденсатора или чиллера с воздушным охлаждением и осевым вентилятором и дополнительным водяным кожухотрубным конденсатором для осушки воздуха в помещении плавательного бассейна. Часть теплоты конденсации фреона может быть использована для нагревания воды в бассейне. Применение осушки приточного воздуха в комбинации с регенерацией скрытой теплоты конденсации влаги в удаляемом из бассейна воздухе позволяет значительно уменьшить воздухообмен в помещении бассейна, а также расходы теплоты на его нагревание в зимнее время, тем самым снизить энергопотребление, сэкономить топливо, уменьшить вредное влияние на окружающую среду.

РАЗДЕЛ III



Основы расчета и проектирования СКВ с чиллерами и фэнкойлами

Этапы проектирования	48
Исходные данные для проектирования	49
Расчетные параметры внутреннего воздуха	49
Расчетные параметры наружного воздуха	50
Расчет поступлений теплоты и влаги в помещения	53
Схема организации воздухообмена	63
Определение минимально необходимого расхода наружного воздуха	64
Особенности проектирования центрально-местных СКВ	65
Построение на I-d диаграммах процессов изменения состояния воздуха	69
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха с незави- симой обработкой наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуля- ционного воздуха в фэнкойле [без смешения]	69
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха, когда наружный воздух подается непосредственно в помещение местными приточ- ными аппаратами и обрабатывается только рециркуляционный воздух в фэнкойле [без смешения]	83
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха со смеше- нием наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработкой смеси в фэнкойле	93
Построение на I-d диаграмме процессов изменения состояния воздуха со смеше- нием наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рецир- куляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла и обработкой смеси в фэнкойле	108

Этапы проектирования

Проектирование СКВ с чиллерами и фэнкойлами можно разделить на несколько этапов.

На первом этапе необходимо подготовить исходные данные для расчета нагрузки на систему кондиционирования воздуха по каждому помещению:

- выбрать расчетные параметры внутреннего воздуха;
- выбрать расчетные параметры наружного воздуха;
- определить поступления в помещения теплоты, влаги, вредных газов;
- определить минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещения;
- выбрать схему организации воздухообмена.

Исходная информация для выполнения первого этапа включает в себя:

- архитектурно-строительные чертежи здания (планы этажей и разрезы);
- технологическую часть проекта;
- задание на проектирование, утвержденное заказчиком.

В случае, когда объектом является гражданское здание, на основе технологической части проекта определяют количество людей по каждому помещению, количество оргтехники: компьютеров, ксероксов, принтеров, сканеров и т.д. В производственных помещениях на основе технологической части проекта определяют источники выделяющихся вредностей в помещения и их мощность: тепlopоступления от оборудования, влагонепоступления, газопоступления. В задании на проектирование системы кондиционирования воздуха оговариваются следующие вопросы: основание для проектирования, стадийность проектирования, требования к поддержанию расчетных внутренних условий в помещениях, технологические требования к параметрам внутреннего воздуха в помещениях, режим работы системы (охлаждение, отопление), место размещения оборудования систем вентиляции и кондиционирования воздуха в здании или вне него, параметры источника теплоты, энергоснабжения, водоснабжения, требования к уровню управления микроклиматом помещений, особые требования и условия заказчика и т.д.

На стадии подготовки исходных данных закладываются основы для будущего энергопотребления СКВ, определяемые уровнем требований к поддержанию расчетных внутренних условий, которые в свою очередь диктуют выбор расчетных параметров наружного воздуха для проектирования.

На втором этапе проводят построение на I-d диаграмме процессов обработки воздуха в СКВ для расчетных режимов работы, иногда для текущих режимов, и определяют технологические показатели работы СКВ: нагрузки по холоду, теплоте, влаге на центральную СКВ, по холоду и теплоте на местные агрегаты-фэнкойлы, значения которых необходимы для подбора оборудования. Желательно этот этап выполнять на основе анализа годового режима работы системы, чтобы получать текущие технологические показатели и суммарные за год.

На третьем этапе выполняют подбор основного оборудования: центрального кондиционера, фэнкойлов, чиллеров.

На четвертом этапе проводят конструирование сети воздухопроводов центральной системы кондиционирования воздуха, системы трубопроводов тепло-холодоснабжения фэнкойлов, аэродинамический расчет воздухопроводов и гидравлический расчет трубопроводов.

На пятом этапе подбирают вентилятор центрального кондиционера и дополнительное оборудование: теплообменники, насосные станции или отдельные насосные группы, баки аккумуляторы, расширительные баки, предохранительные клапаны и т.д.

На шестом этапе разрабатывают функциональную схему автоматического регулирования местно-центральной СКВ.

Исходные данные для проектирования

Расчетные параметры внутреннего воздуха

Вопрос выбора расчетных параметров внутреннего воздуха достаточно полно и подробно освещен в литературе по кондиционированию воздуха. Остановимся на тех особенностях, которые следует учитывать при проектировании СКВ с чиллерами и фэнкойлами.

Расчетные параметры внутреннего воздуха устанавливаются исходя из санитарно-гигиенических и технологических требований в зависимости от назначения помещения и уровня требований к метеорологической обстановке в помещении, при этом определяющим для производственного помещения с постоянным пребыванием людей должны быть условия комфортного состояния людей, с которыми должны быть согласованы параметры воздуха, необходимые для производственного процесса. В тех случаях, когда требуемые параметры воздуха для технологии не отвечают санитарно-гигиеническим требованиям, необходимо либо исключить пребывание людей, либо выделить отдельные зоны для людей. Уровень требований определяет класс системы кондиционирования воздуха (СКВ). СКВ первого класса обеспечивают параметры микроклимата, поддержание которых в производственном помещении даёт экономический эффект за счет повышения качества продукции, производительности труда, сокращения естественной убыли при хранении продукции и т.д. СКВ второго класса обеспечивают требуемые для технологического процесса или при комфортном кондиционировании оптимальные параметры микроклимата. СКВ третьего класса — допустимые параметры, если они не могут быть обеспечены вентиляцией, или промежуточные между оптимальными и допустимыми параметрами при экономическом обосновании.

Допустимые или оптимальные параметры микроклимата устанавливаются нормами проектирования СНиП 2.04.05-91* при комфортном кондиционировании и технологическими нормами для соответствующих производств. Оптимальные параметры микроклимата в обслуживаемой зоне общественных и административно-бытовых помещений зданий определяют по приложению 4 СНиП 2.04.05-91*, допустимые — по приложению 1 СНиП 2.04.05-91*, в рабочей зоне производственных помещений оптимальные и допустимые при комфортном кондиционировании — согласно ГОСТ 12.1.00588 (СНиП 2.04.05-91*) в зависимости от тяжести выполняемой работы и периода года, при технологическом кондиционировании — оптимальные параметры для производственных и общественных помещений по табл. 15.1 [7]. В соответствующих таблицах приводятся максимальные и минимальные значения температуры и относительной влажности воздуха при определенной подвижности воздуха в помещении. В нормах рекомендуется с целью уменьшения затрат на тепло- и холодоснабжение СКВ расчетную температуру и относительную влажность воздуха принимать для теплого периода года максимальные, для холодного — минимальные. Эта рекомендация противоречит такому положению, что для комфортного состояния человека при высокой температуре воздуха желательна более низкая относительная влажность воздуха, а высокие значения относительной влажности должны сочетаться с более низкими температурами воздуха. Для систем кондиционирования воздуха с местными рециркуляционными агрегатами в помещении, в которых воздух охлаждается и осушается в теплое время года (сплит-системы, фэнкойлы, внутренние блоки систем VRF), нельзя строго задать и поддерживать определенное значение относительной влажности воздуха в помещении, особенно максимальное ее значение 60%. Это значение может быть определено при построении процессов изменения состояния воздуха на I-d диаграмме. При эксплуатации СКВ в помещении поддерживается заданное значение температуры воздуха системой управления кондиционера, а относительная влажность воздуха устанавливается в помещении косвенным путем в зависимости от холодильной мощности местного агрегата и его осушительной способнос-

ти. Предварительно может быть задано значение относительной влажности в диапазоне 45%÷50%.

При кратковременном пребывании людей в помещениях (кафе, рестораны, магазины и др.) в местностях с расчетной температурой наружного воздуха в теплый период года 30°C и более (параметры Б) температуру воздуха в помещениях следует определять по формуле

$$t_e = t_e^{onm} + 0,4 (t_n^p - 30), \quad (1)$$

где t_e^{onm} — температура воздуха, определяемая по приложению 4 СНиП 2.04.05-91*;

t_n^p — расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б.

Одновременно необходимо обеспечить повышенную подвижность воздуха в помещении.

Одна и та же степень комфорта может быть достигнута при различных сочетаниях температуры, подвижности и относительной влажности воздуха. Сочетания основных факторов, определяющих комфортное самочувствие человека, зависят от физической активности человека, вида его одежды, радиационной температуры. Последние факторы косвенно учитываются при выборе расчетных параметров в соответствии со СНиП 2.04.05-91*: категория работы, различные температуры воздуха для теплого и холодного периода. С появлением такого инструмента как вычислительная техника более правильным становится выбор параметров микроклимата для обеспечения комфортного самочувствия людей не исходя из предельных нормируемых значений (допустимых или оптимальных параметров), а в каждом конкретном случае из требования обеспечения комфортного самочувствия людей на основе расчета оптимальных параметров в соответствии с Международным стандартом ISO 7730 «Условия теплового комфорта» [48]. Реакция человека на тепловые условия среды выражается в виде индексов: вероятная величина теплового комфорта (PMV) и вероятная доля лиц, неудовлетворенных тепловыми условиями (PPD), который определяет в процентах число людей, ощущающих тепловой дискомфорт. Вероятная величина теплового комфорта (PMV) используется для определения сочетания требуемых параметров микроклимата в помещении. В пространстве без охлажденных или нагретых поверхностей или без больших остекленных поверхностей, среднерadiационная температура часто приближается к температуре воздуха. Комбинированное действие температуры воздуха и температуры поверхностей (радиационной) температуры в обслуживаемой зоне на человека учитывают с помощью действительной температуры помещения. Оптимальное значение этой температуры рассчитывают из условия $PMV=0$ в зависимости от двигательной активности и вида одежды людей. Диапазон изменения оптимальной температуры помещения определяют в соответствии с уровнем требований к поддержанию расчетных внутренних условий, например для трех категорий А, В и С согласно Европейского стандарта по вентиляции CEN CR 1752 [49], или согласно СНиП 2.04.05-91* СКВ первого, второго и третьего класса (категории А, В и С и классы не совпадают). Во всех точках обслуживаемой зоны температура помещения должна поддерживаться все время в пределах этого диапазона для соответствующей категории помещения.

Расчетные параметры наружного воздуха

В зависимости от географического месторасположения здания определяют следующие исходные климатологические данные:

- географическая широта [СНиП 2.04.05-91*];
- расчетные температура и энтальпия наружного воздуха для двух периодов года [СНиП 2.04.05-91*];

- среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха [СНиП 2.04.05-91*];
- расчетная скорость ветра в теплый и холодный периоды года [СНиП 2.04.05-91*];
- максимальная и среднесуточная интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на вертикальную и горизонтальную поверхности, табл. 3.1 [7];
- время максимума интенсивности солнечной радиации, табл. 3.1 [7].

Таблица 3.1.

Количество теплоты солнечной радиации, поступающей на вертикальную и горизонтальную поверхности в июле (для северной широты) и в январе (для южной широты) при безоблачном небе

географическая широта, град	Истинное солнечное время, ч		Количество теплоты, Вт/м ² , при заполнении световых проемов									горизонтальном
	до полудня	после полудня	вертикальном с ориентацией до полудня									
			с(ю)	св(юв)	в	юв(св)	ю(с)	юз(сз)	з	сз(юз)		
			после полудня									
			с(ю)	сз(юз)	з	юз(сз)	ю(с)	юв(св)	в	св(юв)		
36	5-6	18-19	79/32	183/28	151/45	60/31	-/21	-/21	-/17	-/23	48/35	
	6-7	17-18	128/93	454/102	442/147	212/108	-/70	-/42	-/47	-/63	164/77	
	7-8	16-17	58/107	188/146	535/177	314/172	-/107	-/77	-/72	-/77	334/105	
	8-9	15-16	-/99	393/147	515/174	315/174	28/109	-/84	-/85	-/81	521/133	
	9-10	14-15	-/93	265/114	440/147	384/133	119/111	-/91	-/86	-/82	654/143	
	10-11	13-14	-/91	98/97	286/120	308/116	188/112	-/96	-/91	-/94	770/149	
	11-12	12-13	-/91	-/91	105/108	200/112	217/112	80/104	-/98	-/87	849/151	
40	5-6	18-19	105/43	193/63	243/63	66/46	-/27	-/27	-/28	-/29	56/42	
	6-7	17-18	104/95	398/130	476/151	225/116	-/72	-/56	-/59	-/63	168/84	
	7-8	16-17	52/106	428/154	561/179	364/148	-/95	-/76	-/73	-/77	338/105	
	8-9	15-16	-/96	335/140	542/164	425/146	60/106	-/81	-/81	-/81	509/119	
	9-10	14-15	-/86	200/108	442/134	417/129	150/106	-/85	-/84	-/84	635/126	
	10-11	13-14	-/82	55/96	276/110	352/112	229/109	-/91	-/88	-/87	743/135	
	11-12	12-13	-/81	-/91	101/99	254/104	257/110	119/98	101/99	-/87	788/140	
44	5-6	18-19	125/52	252/72	332/79	95/53	-/31	-/30	-/30	-/31	77/49	
	6-7	17-18	99/94	419/133	514/151	256/116	-/73	-/59	-/59	-/60	181/84	
	7-8	16-17	20/104	424/149	527/177	395/148	7/96	-/74	-/73	-/74	349/102	
	8-9	15-16	-/96	324/137	563/163	467/146	99/106	-/81	-/80	-/81	509/112	
	9-10	14-15	-/86	170/108	452/135	460/136	199/110	-/85	-/81	-/84	621/126	
	10-11	13-14	-/81	38/96	279/108	380/116	276/113	19/91	-/81	-/86	718/131	
	11-12	12-13	-/80	-/91	105/98	297/107	314/114	150/104	-/83	-/87	761/133	
48	4-5	19-20	45/8	70/19	90/16	2/10	-/7	-/6	-/6	-/8	16/13	
	5-6	18-19	141/60	191/81	371/88	125/62	-/36	-/35	-/34	-/35	91/56	
	6-7	17-18	90/93	437/133	536/155	286/116	-/73	-/58	-/59	-/59	209/84	
	7-8	16-17	-/101	420/144	590/174	427/148	28/99	-/74	-/72	-/72	356/99	
	8-9	15-16	-/94	305/134	565/164	497/151	137/110	-/81	-/78	-/80	499/112	
	9-10	14-15	-/86	143/109	454/135	492/144	242/116	-/88	-/79	-/84	593/126	
	10-11	13-14	-/81	22/96	279/110	429/127	327/118	41/94	-/81	-/86	685/129	
52	11-12	12-13	-/80	-/91	105/98	335/113	370/120	190/105	-/87	-/87	733/133	
	4-5	19-20	100/17	108/32	160/29	5/20	-/10	-/12	-/13	-/12	33/21	
	5-6	18-19	155/73	342/93	442/99	154/71	-/43	-/35	-/39	-/37	119/56	
	6-7	17-18	77/93	449/131	664/160	316/122	-/80	-/58	-/59	-/59	223/84	
	7-8	16-17	-/96	418/143	607/174	457/149	58/102	-/73	-/72	-/72	364/100	
	8-9	15-16	-/91	281/130	572/166	521/154	171/114	-/85	-/77	-/79	495/112	
	9-10	14-15	-/85	119/107	457/135	518/149	283/119	-/92	-/77	-/81	586/119	
	10-11	13-14	-/81	8/93	280/113	465/131	378/121	65/98	-/81	-/84	666/126	
	11-12	12-13	-/80	-/87	105/98	373/116	424/123	230/105	-/87	-/85	719/133	

Продолжение табл. 3.1

географическая широта, град	Истинное солнечное время, ч		Количество теплоты, Вт/м ² , при заполнении световых проемов									горизон- тальном
	до полудня	после полудня	вертикальном с ориентацией до полудня									
			с(ю)	св(юв)	в	юв(св)	ю(с)	юз(сз)	з	сз(юз)		
											после полудня	
			с(ю)	сз(юз)	з	юз(сз)	ю(с)	юв(св)	в	св(юв)		
56	4-5	19-20	136/26	187/44	258/36	23/27	-/16	-/17	-/13	-/16	62/27	
	5-6	18-19	159/76	391/95	482/101	184/77	-/46	-/37	-/39	-/41	140/56	
	6-7	17-18	64/90	460/125	594/156	346/121	-/78	-/56	-/59	-/59	237/77	
	7-8	16-17	-/87	414/133	621/165	488/142	83/101	-/72	-/72	-/72	359/96	
	8-9	15-16	-/83	260/119	579/155	551/145	207/114	-/86	-/77	-/76	482/105	
	9-10	14-15	-/78	93/95	461/121	551/138	327/120	-/92	-/77	-/77	572/119	
	10-11	13-14	-/77	-/84	283/102	502/124	428/122	91/98	-/81	-/78	650/122	
	11-12	12-13	-/74	-/80	105/91	413/107	479/124	260/102	-/87	-/79	691/126	
60	3-4	20-21	59/8	73/13	108/10	12/9	-/7	-/5	-/5	-/7	23/6	
	4-5	19-20	159/38	310/53	328/49	76/35	-/21	-/23	-/20	-/24	83/31	
	5-6	18-19	157/50	442/96	509/105	198/79	-/46	-/37	-/41	-/44	160/55	
	6-7	17-18	53/80	469/116	623/144	377/115	5/72	-/53	-/54	-/58	251/77	
	7-8	16-17	-/77	412/112	623/149	512/130	108/94	-/66	-/62	-/67	359/87	
	8-9	15-16	-/73	236/104	586/134	579/133	250/109	-/81	-/87	-/71	468/91	
	9-10	14-15	-/70	65/32	461/104	582/124	369/116	-/88	-/69	-/72	544/105	
	10-11	13-14	-/62	-/73	285/88	534/113	481/122	128/93	-/72	-/72	615/105	
64	2-3	21-22	12/13	17/7	17/5	-	-/10	-	-	-	15/7	
	3-4	20-21	110/23	163/29	166/27	58/16	-/28	-/3	-/14	-/16	57/21	
	4-5	19-20	174/52	395/67	363/66	140/46	-/49	-/26	-/27	-/30	105/41	
	5-6	18-19	160/71	490/101	535/115	267/84	9/71	-/38	-/42	-/48	174/56	
	6-7	17-18	37/74	473/112	635/141	430/115	136/93	-/52	-/50	-/59	258/77	
	7-8	16-17	-/71	395/112	655/143	541/129	279/106	-/63	-/57	-/64	363/84	
	8-9	15-16	-/69	221/99	597/129	622/129	412/114	-/78	-/63	-/67	468/84	
	9-10	14-15	-/66	41/78	463/101	624/123	518/121	2/86	-/63	-/67	523/98	
68	1-2	22-23	12/6	29/9	41/2	-	-/6	-	-	-/7	-	
	2-3	21-22	96/23	169/19	163/16	35/12	-/10	-/9	-/9	-/12	48/21	
	3-4	20-21	163/37	320/43	297/39	105/24	-/17	-/19	-/21	-/23	97/42	
	4-5	19-20	186/60	465/79	436/85	174/58	-/31	-/30	-/31	-/35	233/50	
	5-6	18-19	166/71	541/106	572/129	314/90	-/51	-/38	-/42	-/52	216/63	
	6-7	17-18	20/73	483/112	663/143	456/120	14/73	-/52	-/50	-/60	272/77	
	7-8	16-17	-/70	366/112	669/143	576/134	145/93	-/63	-/57	-/64	363/84	
	8-9	15-16	-/69	204/100	611/131	663/134	320/106	-/79	-/63	-/66	461/84	
68	9-10	14-15	-/67	29/77	480/101	669/123	465/115	23/87	-/63	-/66	523/91	
	10-11	13-14	-/65	-/70	297/84	616/114	568/121	198/93	-/66	-/67	570/92	
	11-12	12-13	-/64	-/70	106/77	529/101	637/121	378/95	-/70	-/70	607/91	

В качестве расчетных параметров наружного климата для холодного периода года при проектировании систем кондиционирования воздуха температура и энтальпия принимаются по параметрам «Б».

Для теплого периода года расчетные параметры определяются в зависимости от класса кондиционирования воздуха: для первого класса — температура и энтальпия по параметрам «Б»; для второго класса — температура наружного воздуха на 2°С, а энтальпия на 2 кДж/кг ниже, чем при параметрах «Б»; для третьего класса — температура и энтальпия по параметрам «А».

Выбор расчетных параметров наружного воздуха основан на понятии обеспеченности расчетных внутренних условий в помещении. Различают параметры А, Б и В в зависимости от коэффициента обеспеченности, т.е. от допускаемой продолжительности отклонения параметров микроклимата в помещении от расчетных значений. В соответствии с уровнем требований к поддержанию расчетных внутренних условий допускается в определенный промежуток времени отклонение от расчетных внутренних условий, не оказывающее значительного влияния на общее самочувствие человека или на технологический процесс, в тот период, когда фактические параметры наружного климата превысят принятые расчетные значения.

Согласно определению классов СКВ по СНиП 2.04.05-91* в большинстве помещений гражданских зданий необходимо устраивать системы кондиционирования воздуха второго класса, с учетом пожеланий заказчика уровень требований к поддержанию внутренних параметров в помещениях, а следовательно и класс СКВ могут быть повышены. По согласованию с заказчиком могут быть приняты и более высокие значения параметров наружного климата для теплого периода года, например «Б» для СКВ второго класса или даже «В» (СНиП II-33-75 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» 1976 года), но при этом заказчик должен знать, что затраты на систему кондиционирования воздуха при этом возрастут.

Расчет поступлений теплоты и влаги в помещения

Расчет поступлений теплоты и влаги в помещения при проектировании СКВ с чиллерами и фэнкойлами должен быть выполнен на основе точных инженерных методик, а не по укрупненным показателям. При расчете нагрузки на систему кондиционирования воздуха необходимо учитывать следующие тепlopоступления: от людей, от солнечной радиации через окна, наружные стены и покрытие, от электрического освещения, технологические, в том числе для общественных зданий от офисной техники, при теплопередаче через наружные ограждения (для холодного периода года — тепlopотери), теплоотдачу отопительных приборов системы водяного отопления (для холодного периода).

Источниками влаговыделений в общественных зданиях являются люди, в столовых и ресторанах — горячая пища, технологическое оборудование, в производственных зданиях — технологическое оборудование с открыто расположенными поверхностями воды и со смоченными поверхностями, влажные поверхности материалов и изделий и т.д.

Выделение теплоты и влаги людьми

Тепlopоступления и влагопоступления от людей зависят от характера и тяжести выполняемой работы и температуры воздуха в помещении и определяются по формулам

$$Q_{\text{я}}^n = q_{\text{я}} n; \quad (2)$$

$$W^n = \omega n, \text{ кг/ч}, \quad (3)$$

где n — количество людей для данного часа суток;
 $q_{\text{я}}$ — явные тепловыделения одним человеком, Вт;
 ω — выделение влаги одним человеком, кг/час.

Данные по $q_{\text{я}}, \omega$ приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2.

Количество теплоты и влаги, выделяемых взрослыми людьми (мужчинами)

Показатели	Количество теплоты, Вт, и влаги, г/ч, выделяемых людьми при температуре воздуха в помещении С					
	10	15	20	25	30	35
<i>В состоянии покоя</i>						
Теплота:						
явная	140	120	90	60	40	10
полная	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
<i>При легкой работе</i>						
Теплота:						
явная	150	120	100	65	40	5
полная	80	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
<i>При работе средней тяжести</i>						
Теплота:						
явная	165	135	105	70	40	5
полная	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
<i>При тяжелой работе</i>						
Теплота:						
явная	200	165	130	95	50	10
полная	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415

Поступление теплоты через вертикальные световые проемы

Поступление теплоты через вертикальные световые проемы определяют по формуле

$$Q_{cp}^o = [(q_n^e k_{инс}^e + q_p^e k_{обл}) k_{отн} \tau_2 + (t_n^{ycl} - t_e) / R] F_o, \quad (4)$$

где q_n^e, q_p^e — количество теплоты соответственно прямой и рассеянной радиации, поступающей в расчетный час через одинарное остекление световых проемов, Вт/м², определяют по таблице 3.3;

$k_{инс}^e$ — коэффициент инсоляции, показывающий, какая часть площади окна освещена в расчетный час солнечными лучами, зависит от положения солнца, ориентации светового проема, размеров окна, наличия наружных солнцезащитных устройств, для вертикальных окон определяется по формуле:

$$K_{инс}^e = (1 - \frac{L_z \operatorname{ctg} \beta - a}{H}) (1 - \frac{L_g \operatorname{tg} A_{co} - c}{B}), \quad (5)$$

где L_z, L_g — размер горизонтальных и вертикальных выступающих элементов затенения (откосы, стационарные элементы фасада), м,

a, c — расстояния от горизонтального и вертикального элементов затенения до откоса окна, м;

H, B — высота и ширина окна, м (рис. 3.1);

A_{co} — солнечный азимут остекления (угол, град, между горизонтальной проекцией солнечного луча и горизонтальной проекцией нормали к рассматриваемой плоскости остекления (рис. 3.1, табл. 3.4),

β — угол (для горизонтальных затеняющих устройств), град, между вертикальной плоскостью остекления и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную плоскости остекления (рис. 3.1):

Таблица 3.3.

Количество теплоты солнечной радиации в июле (для северной широты) и в январе (для южной широты), прошедшей через вертикальное и горизонтальное одинарное остекление световых проемов

географическая широта, град	Истинное солнечное время, ч		Количество теплоты, Вт/м ² , при заполнении световых проемов									горизон- тальном
	до полудня	после полудня	вертикальном с ориентацией до полудня									
			с(ю)	св(юв)	в	юв(св)	ю(с)	юз(сз)	з	сз(юз)		
			после полудня									
			с(ю)	сз(юз)	з	юз(сз)	ю(с)	юв(св)	в	св(юв)		
36	5-6	18-19	56/35	140/27	157/35	42/24	-/17	-/17	-/17	-/17	13/23	
	6-7	17-18	62/69	333/76	388/108	179/80	-/51	-/35	-/38	-/46	122/57	
	7-8	16-17	8/79	369/108	465/130	279/128	-/79	-/56	-/53	-/57	279/78	
	8-9	15-16	-/73	274/104	443/129	335/129	3/81	-/60	-/63	-/60	465/93	
	9-10	14-15	-/69	149/84	356/108	321/98	52/83	-/63	-/64	-/62	626/100	
	10-11	13-14	-/67	38/71	194/88	237/86	119/83	-/71	-/65	-/65	715/105	
	11-12	12-13	-/67	-/67	31/80	126/83	151/83	3/77	-/72	-/65	747/105	
40	5-6	18-19	71/38	170/46	214/46	50/35	-/20	-/20	-/21	-/22	19/31	
	6-7	17-18	51/71	350/96	419/112	183/86	-/55	-/42	-/44	-/46	114/62	
	7-8	16-17	6/78	345/114	493/133	302/109	-/71	-/56	-/55	-/57	270/78	
	8-9	15-16	-/71	258/104	471/121	354/108	60/78	-/60	-/60	-/60	431/87	
	9-10	14-15	-/64	116/80	363/99	342/95	150/79	-/63	-/62	-/62	558/93	
	10-11	13-14	-/62	6/71	191/81	274/86	222/83	-/67	-/62	-/65	651/100	
	11-12	12-13	-/60	-/67	35/73	172/77	257/83	45/77	-/65	-/65	692/104	
44	5-6	18-19	84/42	222/53	292/58	72/40	-/23	-/22	-/22	-/22	31/36	
	6-7	17-18	42/70	369/98	452/112	209/86	-/55	-/44	-/44	-/44	126/62	
	7-8	16-17	-/77	357/110	509/130	333/109	-/71	-/55	-/55	-/55	283/76	
	8-9	15-16	-/71	256/101	490/121	398/108	66/79	-/60	-/59	-/60	431/83	
	9-10	14-15	-/64	84/80	371/100	387/101	162/81	-/63	-/60	-/62	543/93	
	10-11	13-14	-/60	2/71	193/81	305/86	245/84	-/67	-/60	-/64	629/98	
	11-12	12-13	-/59	-/67	37/72	214/79	288/85	73/77	-/65	-/65	668/98	
48	5-6	18-19	93/45	356/60	327/65	95/45	-/27	-/26	-/24	-/26	37/42	
	6-7	17-18	35/69	385/98	472/114	237/87	-/55	-/43	-/44	-/44	145/62	
	7-8	16-17	-/74	348/107	542/129	363/109	3/73	-/53	-/53	-/53	285/73	
	8-9	15-16	-/70	222/99	497/121	427/112	80/81	-/60	-/58	-/59	420/82	
	9-10	14-15	-/64	60/81	372/100	419/107	186/86	-/65	-/58	-/62	519/93	
	10-11	13-14	-/60	-/71	193/81	352/94	271/87	-/70	-/60	-/64	601/95	
	11-12	12-13	-/59	-/67	37/72	251/84	317/88	106/78	-/65	-/65	643/98	
52	5-6	18-19	102/55	301/69	371/73	116/52	-/31	-/23	-/28	-/28	57/42	
	6-7	17-18	26/69	391/98	497/119	272/91	-/59	-/43	-/44	-/44	158/62	
	7-8	16-17	-/71	342/106	545/129	398/110	13/76	-/55	-/53	-/53	291/73	
	8-9	15-16	-/67	196/96	428/123	448/114	94/85	-/63	-/57	-/58	419/82	
	9-10	14-15	-/63	42/79	374/100	429/110	206/87	-/67	-/59	-/60	508/87	
	10-11	13-14	-/60	-/69	193/84	363/98	299/90	14/72	-/60	-/62	585/93	
	11-12	12-13	-/59	-/65	37/72	272/86	344/91	150/78	-/65	-/63	630/98	
56	4-5	19-20	88/19	165/32	227/27	28/70	-/12	-/13	-/13	-/13	33/20	
	5-6	18-19	103/56	344/74	433/74	140/57	-/35	-/28	-/30	-/30	76/42	
	6-7	17-18	17/66	401/93	523/115	287/90	-/58	-/42	-/43	-/44	169/97	
	7-8	16-17	-/65	339/98	547/122	424/105	22/74	-/53	-/48	-/53	287/71	
	8-9	15-16	-/62	174/87	504/114	479/108	128/85	-/64	-/55	-/56	405/78	
	9-10	14-15	-/58	26/71	378/91	479/102	245/88	-/67	-/56	-/57	493/87	
	10-11	13-14	-/57	-/62	193/76	427/92	347/91	21/72	-/58	-/58	566/91	
	11-12	12-13	-/55	-/59	37/67	330/79	398/92	176/76	-/63	-/58	606/93	

Продолжение таблицы 3.3

географическая широта, град	Истинное солнечное время, ч		Количество теплоты, Вт/м², при заполнении световых проемов									горизон- тальном
	до полудня	после полудня	вертикальном с ориентацией до полудня									
			с(ю)	св(юв)	в	юв(св)	ю(с)	юз(сз)	з	сз(юз)		
			после полудня									
			с(ю)	сз(юз)	з	юз(сз)	ю(с)	юв(св)	в	св(юв)		
60	3-4	20-21	39/7	63/9	95/7	-	-	-	-	-	-	
	4-5	19-20	112/28	272/40	291/37	-/28	-/16	-/15	-/14	-/14	49/23	
	5-6	18-19	107/51	387/71	448/78	152/58	-/35	-/28	-/30	-/33	92/42	
	6-7	17-18	15/59	404/86	542/107	313/85	-/53	-/40	-/40	-/43	178/57	
	7-8	16-17	-/57	331/83	556/110	441/96	37/70	-/49	-/45	-/50	284/65	
	8-9	15-16	-/55	146/77	509/99	501/98	166/81	-/60	-/50	-/52	391/70	
	9-10	14-15	-/51	19/62	378/77	501/92	287/86	-/65	-/51	-/53	466/78	
	10-11	13-14	-/51	-/55	193/65	452/84	384/91	70/69	-/53	-/53	534/80	
	11-12	12-13	-/50	-/55	37/60	363/74	449/91	215/71	-/56	-/53	578/78	
64	3-4	20-21	70/19	126/23	121/19	35/12	-/12	-/9	-/9	-/10	34/15	
	4-5	19-20	158/38	330/51	307/51	96/38	-/21	-/19	-/21	-/22	63/30	
	5-6	18-19	109/52	429/74	471/85	208/62	-/36	-/28	-/31	-/35	105/42	
	6-7	17-18	12/55	408/83	558/105	362/85	-/52	-/38	-/37	-/44	187/57	
	7-8	16-17	-/52	316/83	576/106	483/95	57/69	-/46	-/42	-/48	286/62	
	8-9	15-16	-/51	133/73	509/95	543/95	194/79	-/58	-/46	-/50	386/62	
	9-10	14-15	-/49	12/58	379/74	544/91	331/85	-/64	-/48	-/50	443/72	
	10-11	13-14	-/48	-/51	193/62	488/82	435/90	116/67	-/49	-/51	507/67	
	11-12	12-13	-/48	-/51	37/57	395/74	495/90	256/70	-/51	-/51	544/65	
68	2-3	21-22	63/17	145/16	144/12	28/9	-/8	-/6	-/7	-/8	29/15	
	3-4	20-21	112/28	281/33	258/35	70/19	-/19	-/12	-/9	-/14	59/31	
	4-5	19-20	128/44	409/58	384/65	135/42	-/23	-/17	-/19	-/20	82/37	
	5-6	18-19	113/52	475/78	504/95	245/66	-/38	-/28	-/31	-/33	134/46	
	6-7	17-18	9/55	412/83	584/106	386/88	7/55	-/38	-/37	-/44	198/57	
	7-8	16-17	-/51	297/83	588/106	499/99	79/69	-/46	-/42	-/48	283/62	
	8-9	15-16	-/51	135/74	531/98	578/99	231/102	-/58	-/46	-/49	376/62	
	9-10	14-15	-/48	5/57	394/74	589/91	369/95	-/65	-/48	-/49	440/67	
	10-11	13-14	-/48	-/51	193/62	531/85	463/90	174/65	-/49	-/50	483/67	
	11-12	12-13	-/48	-/51	37/57	442/74	523/90	302/71	-/51	-/51	520/67	

$$\beta = \arctg(ctgh \cdot \cos A_{co}),$$

(6)

h — высота стояния солнца, град (табл. 3.5);

k_{обл} — коэффициент облучения рассеянной радиацией, зависит от наличия наружных солнцезащитных устройств, зависит от углов α₁ и β₁(рис. 3.2):

$$\alpha_1 = \arctg \frac{L_g}{B+c} \quad \text{и} \quad \beta_1 = \arctg \frac{L_z}{H+a}$$

(7)

равен произведению коэффициентов облучения *k_{обл}*² и *k_{обл}*^θ соответственно для горизонтальной и вертикальной солнцезащитной конструкции (рис. 3.3);

k_{отн} — коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема, отличающееся от одинарного, определяют по табл. 3.6;

τ₂ — коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами, определяют по таблице 3.7.

t_н^{усл} — условная температура наружной среды, °С,

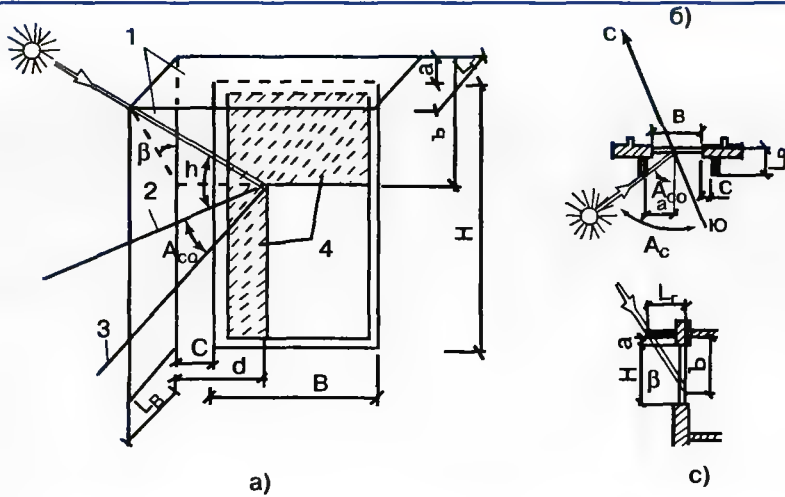


Рис. 3.1. Аксонометрия (а); вертикальный (б) и горизонтальный (в) разрезы вертикального заполнения светового проема с солнцезащитной конструкцией

Таблица 3.4.

Солнечный азимут остекления A_{co} в зависимости от ориентации заполнения светового проема

Ориентация заполнения	A_c	$A_{c.o.}$
	град.	
С	-	$180 - A_c$
СВ, СЗ	> 135	$A_c - 135$
	< 135	$135 - A_c$
В (до полудня)	> 90	$A_c - 90$
З (после полудня)	< 90	$90 - A_c$
ЮВ:		
до полудня	> 45	$A_c - 45$
	< 45	$45 - A_c$
после полудня	-	$A_c + 45$
ЮЗ:		
до полудня	-	$A_c + 45$
после полудня	> 45	$A_c - 45$
	< 45	$45 - A_c$
Ю	-	A_c

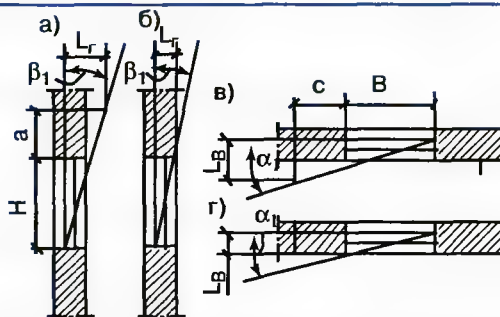


Рис. 3.2. К определению коэффициентов облучения $K_{obl.}^2$ и $K_{obl.}^6$ рассеянной радиацией заполнения светового проема

а — горизонтальная солнцезащитная конструкция; б — горизонтальный откос окна; в — вертикальная солнцезащитная конструкция; г — вертикальный откос окна

Высота h , град, и азимут солнца A_c , на различных широтах в июле

Таблица 3.5.

Истинное солнечное время, ч.		Значения h и A_c на географической широте, град, с.ш.															
		36		40		44		48		52		56		60		64	
до полудня	после полудня	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c
2-3	21-22	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4
3-4	20-21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	130	3	131
4-5	19-20	-	-	-	-	-	-	-	-	3	119	5	120	7	120	9	119
5-6	18-19	6	111	8	111	9	111	10	110	12	109	13	108	14	107	15	106
6-7	17-18	18	104	19	104	19	100	20	99	21	97	21	95	21	94	21	92
7-8	16-17	30	94	29	93	29	90	30	87	30	85	29	82	28	81	27	79
8-9	15-16	42	86	41	82	40	78	40	76	38	72	37	69	36	67	34	64
9-10	14-15	54	75	52	69	50	65	49	60	47	56	45	53	43	50	40	49
10-11	13-14	65	56	62	49	59	45	56	40	54	36	51	32	48	31	44	29
11-12	12-13	73	24	69	20	65	18	61	16	58	13	54	12	50	11	46	10
12 (полдень)		74	0	70	0	66	0	62	0	58	0	54	0	50	0	46	0

Примечание. Азимут солнца отсчитывается от южного направления в первой половине дня (до полудня) против часовой стрелки, во второй половине дня (после полудня) по часовой стрелке.

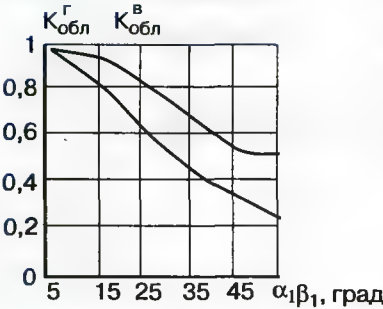


Рис. 3.3. Зависимость коэффициентов облучения $K_{обл}^Г$ и $K_{обл}^В$ от углов β_1, α_1 при затенении светового проема откосом (вертикальная солнцезащитная и горизонтальная конструкция)

$$t_H^{учл} = t_H + 0,5At_H\gamma + (Sk_{инс}^Г + Dk_{обл})\rho_0\tau_2/\alpha_H,$$

(8)

где t_H — расчетная температура наружного воздуха, °C;
 At_H — удвоенная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха, определяемая для географического пункта по СНиП 2.04.05-91*;
 γ — коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха, определяемый по формуле:

$$\gamma = \cos ((z - 15) 15),$$

(9)

S, D — количество теплоты соответственно прямой и рассеянной радиации, поступающей в каждый час расчетных суток на вертикальную или горизонтальную поверхность, Вт/м² (табл. 3.1);

α_H — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности, Вт/м² К, определяемый для вертикальной поверхности $\alpha_H^Г = 5,8 + 11,6\sqrt{v}$, (10)

для горизонтальной поверхности $\alpha_H^В = 8,7 + 2,6\sqrt{v}$, (11)

где v — расчетная скорость ветра в июле, м/с;
 ρ_0 — приведенный коэффициент поглощения радиации заполнением светового проема (табл. 3.6);
 R — сопротивление теплопередаче заполнения светового проема (табл. 3.6 или табл. 3.7), м²К/Вт;
 F_0 — площадь окна, м².

Теплотехнические характеристики заполнения световых проемов

Таблица 3.6.

Заполнение проема		Коэффициент относительного проникания солнечной радиации $K_{отн.}$	Сопротивление теплопередаче для теплого периода $m^2 \cdot x, \text{ } ^\circ C / Wt, R$	приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации, ρ_2
остекление	солнцезащитные устройства			
	Без солнцезащитных устройств при толщине стекла, мм.:			
	2,5-3,5	0,9	0,34	0,25
	4-6	0,8		0,4
Двойное со стеклом листовым оконным или витринным толщиной 2,5-6 мм.	Внутренние жалюзи: светлые	0,53	0,38	1,2
	средние по окраске	0,6		1,7
	темные	0,64		2
	Внутренние шторы из тонкой ткани: светлые	0,54	0,34	0,4
	средние по окраске	0,59		1,3
	темные	0,64		1,7
	То же, из плотного непрозрачного материала: светлые	0,25	0,34	0,4
	темные	0,6		1,3
	Жалюзи между стеклами: светлые	0,33	0,47	1,2
	темные	0,36		1,7
	Шторы между стеклами: светлые	0,54	0,38	1,2
	темные	0,56		1,7
	из плотного непрозрачного материала	0,25		-
	Наружные жалюзи при расположении пластин к стеклу под углом 45		0,38	0,45
	То же, перпендикулярно: средние по окраске	0,19		
	темные	0,13		
	Маркиза, открытая с боков: средняя по окраске	0,17	0,34	0,1
	темная	0,21		
Тройное со стеклом листовым оконным или витринном толщиной 2,5-6 мм.	Без солнцезащитных устройств при толщине стекла, мм:			
	2,5-3,5	0,83	0,52	0,4
	4-6	0,69		0,7
	Внутренние жалюзи: светлые	0,48	0,58	1,2
	средние по окраске	0,56-0,52		1,6
	темные	0,64-0,57		
	Жалюзи между внутренним и средним стеклом	0,38	0,58	1,7
	Жалюзи между средним и наружным стеклом	0,24	0,58	1,7
	Наружные жалюзи	0,12	0,53	0,45
	Маркиза, открытая с боков: средняя по окраске	0,15	0,52	0,1
	темная	0,18		

Таблица 3.7.

Сопротивление теплопередаче заполнений световых проемов и коэффициент τ_2

Заполнение светового проема	Сопротивление тепло-передаче, $\text{м}^2 \cdot \text{х} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	Коэффициент τ_2
Двойное остекление в деревянных спаренных переплетах	0,39	0,70/0,75
То же, в металлических	0,31	0,90/0,85
Двойное остекление в деревянных раздельных переплетах	0,42	0,60/0,65
То же, в металлических	0,34	0,60 (0,80) / 0,80
Двойное остекление витрин в металлических раздельных переплетах	0,31	0,60 (0,80) / 0,80
Тройное остекление в деревянных переплетах (спаренный и одинарный)	0,55	-/ 0,50
То же, в металлических	0.46	-/ 0,70

Таблица 3.8.

Среднее суточное количество теплоты суммарной (прямой и рассеяной) солнечной радиации, поступающей на вертикальную и горизонтальную поверхности

Географи-ческая широта, град. с.ш.	Количество теплоты, $\text{Вт}/\text{м}^2$, на поверхность					
	вертикальную с ориентацией				горизон-тальную	
	С	СВ, СЗ	В, З	ЮВ, ЮЗ		
36	73	129	162	138	100	344
40	71	127	169	147	110	333
44	70	123	180	161	128	331
48	73	125	184	177	149	328
52	79	127	194	191	168	329
56	80	129	201	202	187	327
60	82	134	206	213	204	319
64	88	143	215	235	221	319
68	104	164	239	259	241	332

Теплопоступления через наружные стены или покрытие

Количество теплоты, поступающей в помещение через наружные стены или покрытие, определяют по формуле

$$Q_{cp}^n = (q_{1cp} + \gamma_2 A_q) F, \quad (12)$$

где q_{1cp} — среднесуточные теплопоступления через стены или покрытие, определяемые по формуле

$$q_{1cp} = (t_n + \rho q_{cp} / \alpha_n - t_{\theta}) / R_0, \quad (13)$$

где R_0 — сопротивление теплопередаче покрытия, Вт/м²;
 ρ — коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью стены или покрытия, принимаемый по приложению 7 СНиП II — 3 — 79 **;
 q_{cp} — среднесуточное поступление суммарной солнечной радиации на вертикальную или горизонтальную поверхность, Вт/м², определяемое по табл. 3.8;
 γ_2 — коэффициент, учитывающий гармоническое изменение теплового потока, поступающего через стену или покрытие, определяемый по формуле

$$\gamma_2 = \cos ((z - z_{max}) 15), \quad (14)$$

где z_{max} — час максимальных теплопоступлений через стену или покрытие, может быть определен как

$$z_{max} = 13 + 2,7 D, \quad (15)$$

где D — показатель инерционности наружной стены или покрытия;
 A_q — амплитуда колебаний теплового потока, поступающего через стену или покрытие, определяемая по формуле

$$A_q = k \alpha_{\theta} / \nu (0,5 A t_n \gamma + \rho A_{qn} / \alpha_n), \quad (16)$$

где α_{θ} — коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности покрытия, $\alpha_{\theta} = 8,7$ Вт/м² К;
 k — коэффициент, учитывающий наличие в конструкции покрытия воздушной прослойки, $k = 0,6$ для покрытий с вентилируемыми воздушными прослойками, $k = 1$ при отсутствии воздушной прослойки;
 A_{qn} — количество теплоты, равное разности суммарной солнечной радиации в расчетный час и средней суточной суммарной солнечной радиации, в расчетный час и средней суточный суммарный солнечной радиации, Вт/м²:

$$A_{qn} = (S + D) - q_{cp}; \quad (17)$$

$(S + D)$ — максимальное (для расчетного) часа поступление суммарной солнечной радиации на вертикальную или горизонтальную поверхность, Вт/м² (табл. 3.1.),

ν — затухание колебаний температуры в стене или покрытии, величина затухания может быть определена по приближенной формуле:

$$\nu = 2^D (0,83 + 3,49 R_0 / D). \quad (18)$$

Теплопоступления от электрического освещения

Теплопоступления от электрического освещения определяют по фактической или проектной электрической мощности освещения, а при отсутствии этих данных — путем умножения норм уровня освещенности, приведенных в СНИП 23.05-95 [34], на удельные выделения теплоты, приведенные в таблице 3.9 для люминесцентных ламп. Если освещение производится лампами накаливания, то вводится поправочный коэффициент 2,75.

Таблица 3. 9

Тип светильника	Распределение теплового потока в %		Средние удельные выделения теплоты Вт ² /ма 1 лк для помещения площадью в м ²					
	вверх	вниз	>200		от 50 до 200		<50	
			при высоте помещения в м					
			>4,2	<4,2	>3,6	<3,6	>3,6	<3,6
Прямого света	0-10	90-100	0,067	0,056	0,073	0,058	0,102	0,766
Частично прямого света	10-40	60-90	0,082	0,07	0,087	0,073	0,122	0,09
Диффузного рассеянного света	40-60	40-60	0,094	0,077	0,102	0,079	0,166	0,116
Преимущественно отраженного света	60-90	10-40	0,14	0,108	0,152	0,114	0,232	0,166
Отраженного света	90-100	0-10	0,145	0,108	0,154	0,116	0,263	0,181

Тепловыделения и влажновыделения от других источников

При проектировании СКВ в помещениях предприятий общественного питания тепловыделения от остывающей пищи определяют по формуле

$$Q_n = m \cdot c \cdot (t_n - t_k) \cdot n / z, \text{ Вт}, \quad (19)$$

- где $m = 0,85$ — средний вес блюд, приходящихся на одного обедающего, кг;
 $c = 3,35$ — средняя теплоемкость блюд, кДж / (кг К);
 $t_n = 70^{\circ}\text{C}$ — средняя температура блюд, поступающих в обеденный зал, $^{\circ}\text{C}$;
 $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ — то же в момент потребления, $^{\circ}\text{C}$;
 z — продолжительность приема пищи одним посетителем (для ресторанов — 1 час, для столовых без самообслуживания — 0,5–0,75 часа, с самообслуживанием — 0,34 часа);
 n — число мест в обеденном зале.

Влажновыделения от горячей пищи в помещениях предприятий общественного питания определяют по формуле

$$W_n = kmc(t_n - t_k)n/z(2500 + 1,8t_{cp}), \quad (20)$$

- где $k = 0,34$ — коэффициент, учитывающий неравномерность потребления пищи, а также наличие жировой пленки, затрудняющей испарение влаги;

$$t_{cp} = (t_n + t_k)/2 — \text{средняя температура пищи.}$$

Технологические выделения влаги и теплоты в производственных помещениях определяют в соответствии с заданием на проектирование или согласно технологической части проекта.

В холодный период года, когда фэнкойлы не работают (только режим охлаждения), при составлении теплового баланса помещений и определении температуры приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха следует учитывать теплопоступления от отопительных приборов водяной системы отопления. Если водяное отопление существует, то в часы максимальных теплопоступлений оно должно работать с пониженной мощностью, что достигается регулированием температуры внутреннего воздуха термостатами на отопительных приборах, если при этом температура приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха поддерживается постоянной. При использовании фэнкойлов в качестве отопительных приборов в холодный период года составляют уравнение теплового баланса с учетом потерь теплоты через ограждающие конструкции. Расход теплоты на подогрев инфильтрующегося воздуха можно не учитывать, если при работе СКВ обеспечен подпор воздуха в помещении.

Для выявления расчетных (максимальных) избытков или недостатков теплоты в помещении необходимо просуммировать потоки теплоты с соответствующими знаками от различных источников: людей, ограждений, освещения, технологических тепловыделений по каждому часу, составив сводную таблицу для каждого помещения. Для каждого периода года выявляется расчетный час и максимальные значения, соответствующие этому часу. В холодный период существует сложность в определении теплопоступлений от солнечной радиации через ограждения, допускается не учитывать эту составляющую, как для пасмурного дня. В каждом расчетном периоде учитывают те виды потерь и поступлений теплоты, которые фактически могут действовать совместно. Расчет нагрузки на систему кондиционирования воздуха по часам необходим для правильного выбора производительности системы с учетом экономии затрат на выработку холода и теплоты.

Схема организации воздухообмена

Схема организации воздухообмена в помещении оказывает большое влияние на эффективность СКВ, т.к. от ее выбора зависит обеспечение требуемых параметров воздуха по объему обслуживаемой или рабочей зоны (степень равномерности полей параметров воздуха) и производительность СКВ по воздуху. Равномерность полей параметров воздуха в помещении определяется равномерностью раздачи приточного воздуха, видом приточной струи, выбором типа воздухораспределительных устройств. При выборе схемы организации воздухообмена следует учитывать конкретные особенности помещения, его назначение, конструктивные решения. В больших помещениях гражданских зданий, учитывая небольшую интенсивность тепло- и влагопоступлений, особенности приточных струй и всасывающих факелов, в большинстве случаев традиционно применяют схему «сверху-вверх» (перемешивающая вентиляция) с использованием потолочных воздухораспределителей, если это возможно конструктивно (торговые залы магазинов, предприятий общественного питания, конференцзалы и комнаты совещаний, кабинеты), реже — схему «снизу-вверх» (вытесняющая вентиляция) (зрительные залы театров и кинотеатров, кухни предприятий общественного питания). В небольших помещениях гражданских зданий, в специфических производственных помещениях в центрально-местной СКВ приточный воздух требуемых кондиций в размере минимального расхода наружного воздуха можно подавать непосредственно в зону дыхания людей на каждое рабочее место, либо смешивать с рециркуляционным воздухом в смесительной камере фэнкойла для обеспечения равномерных полей параметров воздуха в помещении. Пер-

вое предпочтительнее, но пока применяется редко в связи с отсутствием соответствующих воздухораспределителей на малые расходы воздуха.

Для производственных помещений при выборе схемы организации воздухообмена следует учитывать особенности технологических процессов.

Применение схемы организации «сверху-вверх» позволяет задаваться максимальным значением рабочей разности температур 6–12 °С (разность между температурой воздуха помещения и приточного воздуха). При подаче воздуха непосредственно в обслуживаемую зону эта величина должна быть снижена до 2–4 °С. Эффективность воздухообмена в помещении, определяемая значением коэффициента k_t , в этом случае будет наивысшей. Коэффициент k_t выражают формулой :

$$k_t = \frac{t_{yd} - t_{np}}{t_g - t_{np}}, \quad (21)$$

где t_{yd} — температура воздуха, удаляемого из помещения, °С;
 t_{np} — температура приточного воздуха, °С;
 t_g — температура воздуха в помещении, °С.

Значение коэффициента эффективности воздухообмена зависит от способа организации воздухообмена, вида, мощности и распределения источников теплоты в помещении, определяется по расчету или по опытным данным.

Значение температуры удаляемого воздуха определяют с учетом выбранной схемы организации воздухообмена. Если вытяжка осуществляется из обслуживаемой зоны, то $t_{yd} = t_g$, из верхней зоны

$$t_{yd} = t_{np} - k_t(t_g - t_{np}) \quad (22)$$

В помещениях жилых и общественных зданий температура удаляемого воздуха ориентировочно может быть определена по формуле

$$t_{yd} = t_g + grad\ t(H - 2) \quad (23)$$

где $grad\ t$ — градиент температуры по высоте помещения выше обслуживаемой зоны: при избытках явной теплоты более 80 кДж/м³ $grad\ t = 0,8-1,5^\circ\text{C}/\text{м}$, при 40–80 кДж/м³ $grad\ t = 0,3-1,2^\circ\text{C}/\text{м}$; при избытках менее 40 кДж/м³ $grad\ t = 0-0,5^\circ\text{C}$ (меньшее значение принимается для холодного периода года, большее — для тёплого);

H — высота помещения, м.

Для проверки правильности выбора параметров приточного воздуха, поступающего в помещение, после определения необходимого воздухообмена, необходимо выполнить расчет воздухораспределения, целью которого является определение избыточной температуры воздуха в струе Δt_x , температуры в обратном потоке Δt_o , подвижности воздуха u_x и сравнение этих значений с нормируемыми отклонениями температуры Δt_{don} и допустимой подвижностью воздуха u_{don} [32]. Расчет воздухораспределения может быть выполнен с помощью программы расчета на компьютере для соответствующего типа воздухо-распределителя.

Определение минимально необходимого расхода наружного воздуха

Производительность центральной системы кондиционирования воздуха в системе чиллер-фэнкойлы определяют суммированием минимально необходимого расхода наружного воздуха для каждого помещения. Необходимый расход наружного воздуха, минимально возможный, определяют из следующих соображений:

- по условиям обеспечения качества (чистоты и газового состава) воздуха (санитарная норма подачи чистого воздуха) или по расчетам на разбавление газовых вредностей, в том числе и ощутимых вредностей (запахов);
- по условиям компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжки или технологическим оборудованием;
- по условиям поддержания расчетного подпора (избыточное давление повышенное по сравнению с атмосферным или давлением в соседних помещениях) за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение.

Санитарная норма подачи чистого свежего воздуха на одного человека определяется в зависимости от продолжительности его пребывания в помещении согласно СНиП 2.04.05-91* или Стандартам по вентиляции [36, 49]. Минимально необходимый расход наружного воздуха определяют по наибольшему значению из первого и суммы второго и третьего значений.

Особенности проектирования центрально-местных СКВ

При проектировании центрально-местных СКВ необходимо определять технологические нагрузки на систему кондиционирования воздуха отдельно для центральной системы и местных агрегатов. Для этого предлагают разделять общие избытки или недостатки теплоты в помещении на отдельные доли или составляющие с тем, чтобы одна доля ассимилировалась соответственно в аппаратах центральной системы, а другая местными агрегатами. Ранее в литературе по центрально-местным СКВ [14] рекомендовалось для исключения перерасхода холода и теплоты, чтобы количество избыточной теплоты, которое ассимилирует центральная система, составляло 30–40% от общих избытков теплоты в помещении, а местная система — соответственно 60–70%. В последних работах Кокорин О.Я. рекомендует для поглощения постоянных теплопритоков (люди, оргтехника) для гражданских зданий в рабочее время использовать воздух, охлаждаемый в центральных аппаратах СКВ, а отвод переменных теплопритоков (солнечная радиация, поток за счет теплопередачи через наружные ограждения) осуществлять местными агрегатами. На основе этого разделения предлагают определять нагрузки по холоду и теплоте на центральную систему и местные агрегаты.

Правильным решением, на наш взгляд, будет определение нагрузки на центральную СКВ и местные агрегаты одновременно с выбором принципиальной схемы обработки воздуха в ходе построения на $I - d$ диаграмме процессов обработки воздуха во всех элементах центрально-местной СКВ с учетом конкретных технических характеристик устанавливаемого оборудования.

Для построения процессов изменения состояния воздуха в центрально-местной СКВ должна быть определена последовательность его обработки. В зависимости от решаемых задач, особенностей объекта и применяемого оборудования можно выделить три возможные схемы:

- а) с независимой обработкой рециркуляционного воздуха в фэнкойле и наружного воздуха в центральном кондиционере (рис. 3.4);
- б) с предварительным смешением наружного необработанного воздуха с рециркуляционным в фэнкойле, а затем его обработкой (нагреванием или охлаждением) (рис. 3.5);
- в) с предварительным смешением обработанного в центральном кондиционере наружного воздуха с рециркуляционным в фэнкойле, а затем его обработкой (нагреванием или охлаждением) (рис. 3.6).

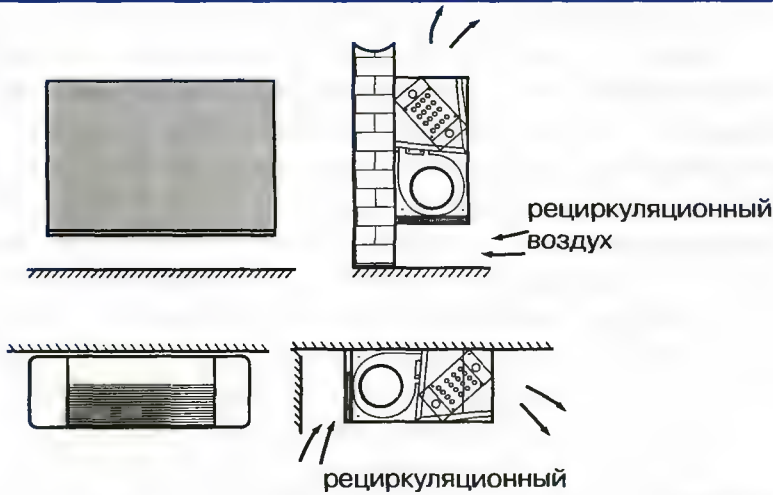


Рис. 3.4.

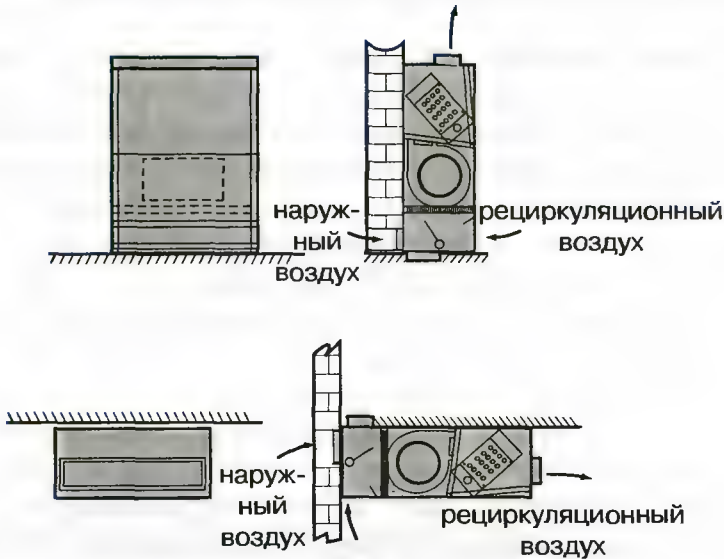


Рис. 3.5.

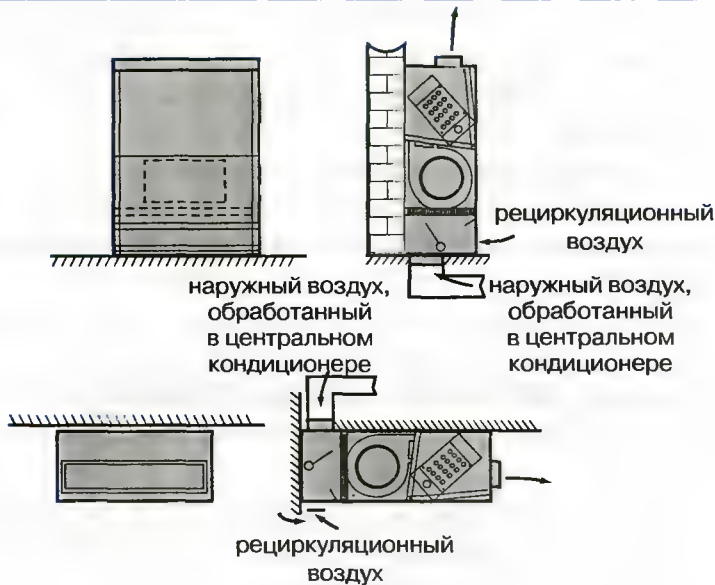


Рис. 3.6.

В схеме а) в теплообменнике фэнкойла охлаждается рециркуляционный (внутренний) воздух, поступающий в помещение независимо от потока обработанного в центральном кондиционере наружного воздуха. Приточный воздух в размере минимального воздухообмена обрабатывается в центральном кондиционере и поступает в помещения через воздухораспределители. Смешение двух потоков происходит непосредственно в самом помещении.

В двух последних схемах обработки воздуха б) и в) первоначально происходит смешение двух потоков наружного и рециркуляционного воздуха, а затем охлаждение или нагревание смеси в теплообменнике фэнкойла. При этом в схеме в) наружный воздух проходит соответствующую обработку в центральном кондиционере.

Построение процессов изменения состояния воздуха и определение нагрузки на аппараты СКВ основано на классических уравнениях баланса по теплоте, влаге, вредных газов для помещения, уравнениях баланса теплоты и уравнениях теплопередачи, осложненной массообменом, для всех теплообменников СКВ. Совместное решение этих уравнений, частично нелинейных, результатом которого будут все искомые величины, необходимые для построения и определения нагрузки, является в отсутствии программного обеспечения трудным и в инженерной практике пока не применяется. Практически делаются некоторые допущения и приближения, которые затем уточняются в ходе построения процессов обработки воздуха. Обязательным условием является учет конкретных технических особенностей оборудования, в частности фэнкойлов. Типоразмеру фэнкойла соответствует определенное значения расхода воздуха при соответствующей скорости вращения вентилятора, холодо- и теплопроизводительность, определяемая также количеством рядов трубок теплообменника по ходу воздуха. На стадии построения процессов и определения нагрузки на СКВ следует увязывать «потребности» помещения и технические возможности фэнкойлов. Связующим звеном должен стать расход рециркуляционного воздуха или его смеси с наружным воздухом через фэнкойл.

Расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл может быть определен из уравнения баланса по явной теплоте в помещении, если задаться значением температуры приточного воздуха в центральной СКВ и температурой рециркуляционного воздуха после охлаждения в фэнкойле t_{np}^M :

$$G_{rec} = \frac{3,6 \cdot Q_{изб\ я} - G_n c_v (t_{yd} - t_{np})}{c_v (t_v - t_{np}^M)}, \quad (24)$$

где $Q_{изб\ я}$ — избыточное количество явной теплоты в помещении, кВт;
 t_{np}^M — температура рециркуляционного воздуха после фэнкойла, °С.

Температура приточного воздуха в центральной системе t_{np}^U определяется условиями воздухораспределения, принятым типом воздухораспределителя, способом вентиляции: вытесняющая или перемешивающая, предварительно ее определяют путем задания рекомендуемых значений рабочей разности температур в зависимости от способа вентиляции.

Температура воздуха после охлаждения в фэнкойле изменяется в диапазоне от 12°С до 16°С и зависит от параметров воздуха в помещении, скорости вращения вентилятора фэнкойла, количества рядов трубок воздухоохладителя, расхода воды через теплообменник фэнкойла. Может быть ориентировочно принято среднее значение 14°С, которое после выбора типоразмера фэнкойла будет уточнено.

По ориентировочному расходу рециркуляционного воздуха подбирают типоразмер фэнкойла так, чтобы полученный расход был равен или близок (в меньшую сторону) расходу воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора через фэнкойл. При фактическом значении расхода для максимальной скорости уточняют температуру воздуха после фэнкойла

$$G_{\text{рец}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{изб}} - G_{\text{н}} c_{\text{в}} (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}})}{c_{\text{в}} G_{\text{макс}}^{\text{рец}}} \quad (25)$$

Аналогично определяют типоразмер фэнкойла, если наружный воздух подается в помещение необработанным в центральном кондиционере.

При построении процессов обработки воздуха возникает вопрос о направлении процесса охлаждения наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле. Речь идет о так называемом «сухом» охлаждении, когда процесс охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе-теплообменнике происходит при постоянном влагосодержании, и «мокрым» охлаждением, когда при опускании температуры наружной поверхности теплообменника ниже точки росы охлаждаемого воздуха происходит конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, при этом воздух охлаждается с уменьшением влагосодержания.

Иногда рекомендуют охлаждать воздух в центральном кондиционере и местных агрегатах при постоянном влагосодержании, обосновывая энергетическую (по расходу холода) выгоду. Это возможно для Москвы, когда влагосодержание наружного воздуха по параметрам Б меньше максимально возможного влагосодержания на верхнем уровне комфортных параметров при незначительных влаговыведениях в помещении. Для тех географических пунктов, где расчетное влагосодержание наружного воздуха имеет более высокие значения, возникает необходимость в осушке воздуха для поддержания в помещении относительной влажности воздуха в диапазоне оптимальных значений. Осушка воздуха происходит при «мокрым» охлаждении. Рассмотрим уравнение баланса по влаге помещения, оборудованного центрально-местной СКВ. Для простоты рассуждения будем считать, что количество удаляемого воздуха из помещения равно количеству приточного $G_{\text{уд}} = G_{\text{пр}}$ и влагосодержание удаляемого воздуха равно влагосодержанию внутреннего воздуха.

$$W + G_{\text{н}} d_{\text{пр}}^{\text{н}} - (G_{\text{н}} + G_{\text{рец}}) d_{\text{в}} + G_{\text{рец}} d_{\text{пр}}^{\text{м}} = 0, \quad (26)$$

где W — количество влаги, выделяющейся в помещении, кг/час;
 $G_{\text{н}}$ — минимальный расход наружного воздуха, кг/час;
 $G_{\text{рец}}$ — расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл, кг/час;
 $d_{\text{в}}$ — влагосодержание внутреннего воздуха, кг/кг;
 $d_{\text{пр}}^{\text{м}}$ — влагосодержание воздуха охлажденного в фэнкойле, кг/кг;
 $d_{\text{пр}}^{\text{н}}$ — влагосодержание наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, кг/кг;

Рассмотрим возможные случаи:

1. Наружный воздух подается в помещение без охлаждения и осушки (например местными приточными аппаратами или через отверстие в наружной стене и смесительную камеру фэнкойла). Тогда фэнкойл должен работать в режиме «мокрого» охлаждения с осушкой рециркуляционного воздуха. Из уравнения баланса по влаге может быть определено влагосодержание воздуха после теплообменника фэнкойла:

$$d_{\text{пр}}^{\text{м}} = \frac{W + G_{\text{н}} d_{\text{н}} - (G_{\text{рец}} + G_{\text{н}}) d_{\text{в}}}{G_{\text{рец}}} \quad (27)$$

Полученное значение не должно выходить за минимально возможное значение влагосодержания воздуха на выходе из поверхностного теплообменника из условия реализации процесса охлаждения в фэнкойле, определяемое начальными параметрами воздуха и воды (см. далее стр. 64).

2. Наружный воздух обрабатывается в центральном кондиционере, в фэнкойле — «сухое» охлаждение $d_{\text{пр}}^{\text{м}} = d_{\text{в}}$:

Уравнение баланса по влаге примет вид:

$$W + G_n(d_{np}^u - d_e) = 0, \quad (28)$$

откуда

$$d_{np}^u = d_e - \frac{W}{G_n}. \quad (29)$$

Возможно два случая:

а) если $d_{np}^u > d_{мин}$, то в помещении можно поддерживать относительную влажность в заданных пределах, охлаждая и осушая наружный воздух только в центральном кондиционере, под $d_{мин}$ понимается минимально возможное значение влагосодержания из условия реализации процесса охлаждения в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера;

б) если $d_{np}^u < d_{мин}$, то осушкой воздуха в центральном кондиционере не удастся ассимилировать влагу, выделяющуюся в помещении. В этом случае принимается $d_{np}^u = d_{мин}$, а из уравнения определяют влагосодержание воздуха после охлаждения и осушки в фэнкойле.

Для определения расходов холода и теплоты на обработку воздуха в центральном кондиционере, расхода холода на обработку рециркуляционного воздуха в фэнкойле для окончательного его выбора (количество рядов трубок) необходимо выполнить построение процессов на $I - d$ диаграмме для теплого и холодного периодов года при максимальной тепловлажностной нагрузке на СКВ. При построении процессов на $I - d$ диаграмме и выборе технологической схемы обработки воздуха необходимо стремиться к рациональному использованию энергии, обеспечивая экономное расходование холода, теплоты, электроэнергии, а также экономию строительной площади, занимаемой оборудованием. С этой целью необходимо проанализировать возможность применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха, применять функциональные блоки для регенерации теплоты удаляемого воздуха. Вопрос выбора принципиальной схемы обработки воздуха может быть решен в ходе построения на $I - d$ диаграмме процессов обработки воздуха.

Построение на $I - d$ диаграммах процессов изменения состояния воздуха

Построение на $I - d$ диаграмме процессов изменения состояния воздуха с независимой обработкой наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле (без смешения)

Теплый период года

Исходными данными для построения являются: расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_v и относительная влажность ϕ_v , избыточное количество явной Q^j_y и полной теплоты Q^n_n , количество влаги W^n , схема организации воздухообмена, температура приточного t_n и удаляемого воздуха t_{yd} , расход наружного воздуха G_n .

Построение следует выполнять для характерных помещений: с наибольшим и наименьшим значением углового коэффициента ϵ , характеризующего процесс изменения состояния воздуха в помещении, и максимальным значением относительной влажности воздуха.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы холода при соответствующих нагрузках на центральную систему кондиционирования воздуха и местные агрегаты.

1. Построение начинают с нанесения на $I - d$ диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного (t_n и i_n) и внутреннего воздуха (t_e , ϕ_e). Положение точки, характеризующей состояние внутреннего воздуха, может уточняться (рис. 3.7.).

2. Определяют минимально возможное значение влагосодержания приточного воздуха из условия реализации процесса охлаждения в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера. На линии насыщения $\phi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при «мокроем» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера (средняя температура поверхности воздухоохладителя). Для этого определяют предельную температуру:

$$t_f = t_{xв} + (3 \div 5). \quad (34)$$

где $t_{xв}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, °С.

Соединяют полученную точку с точкой Н, характеризующей состояние наружного воздуха, и на этой линии находят точку О, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха, определив предварительно значение относительной влажности воздуха в точке О. Конечная относительная влажность охлажденного и осушенного воздуха в поверхностном воздухоохладителе зависит от начальной относительной влажности воздуха. Согласно рекомендациям Кокорина О.Я. можно принимать $\phi_k = 88\%$ при начальной относительной влажности воздуха $\phi_n < 45\%$, $\phi_k = 92\%$ при $45\% < \phi_n < 70\%$, $\phi_k = 98\%$ при $\phi_n > 70\%$. Определяют минимально возможное значение влагосодержания приточного воздуха $d_{омиn}$ в точке конечного состояния воздуха.

3. Определяют минимальную температуру приточного воздуха в центральном кондиционере. Для этого из точки О проводят линию постоянного влагосодержания, на пересечении этой линии с изотермой $t_{np}^M = t_o + 1$ получают точку П, характеризующую состояние приточного воздуха. Определяют температуру в этой точке. Проверяют возможность распределения приточного воздуха с такой температурой в помещении расчетом воздухораспределения. В значительной степени возможность раздачи воздуха с низкой температурой определяется выбранным типом воздухораспределителя. Воздухораспределитель должен иметь высокую эжекционную способность. Если при полученном значении температуры приточного воздуха не удастся обеспечить комфортные условия на рабочих местах, то принимают более высокое значение. При этом потребуются дополнительное нагревание воздуха в поверхностном воздухонагревателе второго подогрева и соответственно дополнительный расход теплоты, что нежелательно.

4. Определяют расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл из условия ассимиляции избытков явной теплоты в помещении $G_{рец}$, подбирают типоразмер фэнкойла, определяют расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла $G_{ф}^{max}$ и температуру воздуха после охлаждения в фэнкойле t_{np}^M .

5. Определяют способность ассимилировать влагу, выделяющуюся в помещении, минимальным количеством приточного воздуха, подаваемого центральным кондиционером.

Влагосодержание внутреннего воздуха из условия ассимиляции всего количества влаги в помещении приточным воздухом:

$$d_e = d_{миn} - \frac{W}{G_n}. \quad (31)$$

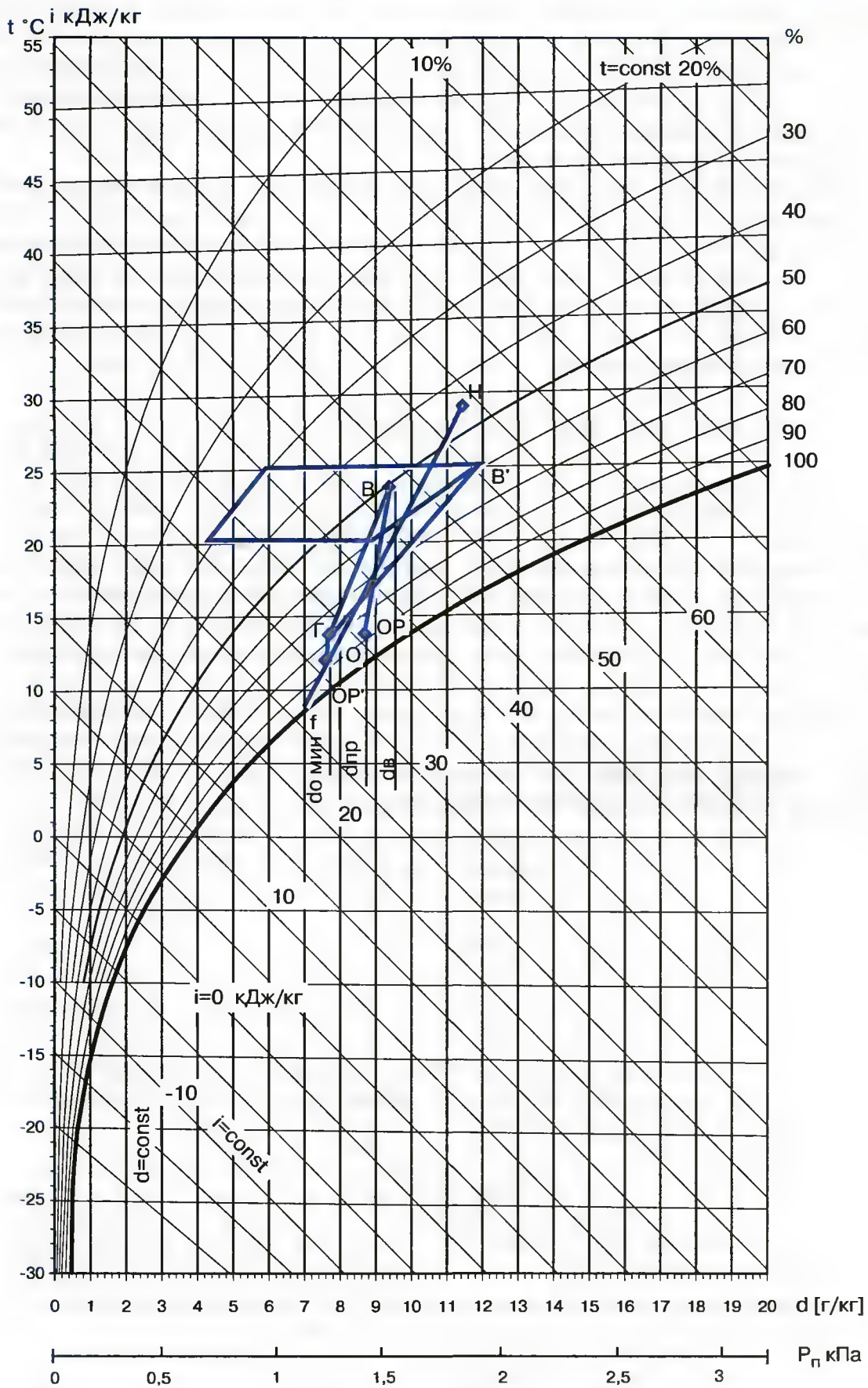


Рис. 3.7. Процесс изменения состояния воздуха для теплого периода с независимой обработкой наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле (без смешения)

Если полученное значение влагосодержания внутреннего воздуха меньше максимально возможного влагосодержания внутреннего воздуха в помещении $d_e < d_{\text{макс}_e}$, определенного в верхней точке области оптимальных параметров для теплого периода (например при $t_e = 25^\circ\text{C}$, $\phi_e = 60\%$), то уточняют положение точки В, характеризующей состояние внутреннего воздуха в помещении, и определяют параметры воздуха в этой точке: относительную влажность ϕ_e и энтальпию i_e .

Если полученное значение влагосодержания внутреннего воздуха больше максимально возможного влагосодержания внутреннего воздуха в помещении $d_e > d_{\text{макс}_e}$, то количество приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха недостаточно для ассимиляции влаги, выделяющейся в помещении. В этом случае необходимо, чтобы процесс охлаждения воздуха в фэнкойле сопровождался конденсацией водяных паров. Конечное влагосодержание воздуха d_{np}^M после охлаждения и осушки в фэнкойле определяют по формуле:

$$d_{np}^M = \frac{W + G_n d_{np}^u - (G_{\text{рец}} + G_n) d_{\text{макс}_e}^M}{G_{\text{рец}}}. \quad (32)$$

По значениям температуры t_{np}^M и влагосодержания d_e (d_{np}^M) наносят точку ОР, характеризующую состояние рециркуляционного воздуха после охлаждения в фэнкойле. Минимально возможное значение влагосодержания из условия реализации процесса охлаждения в фэнкойле определяют аналогично как для поверхностных воздухоохладителей центрального кондиционера. В качестве начального значения относительной влажности принимается относительная влажность внутреннего воздуха в помещении.

6. На основе построения вычисляют удельный расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, расход холода для охлаждения наружного воздуха, подаваемого в конкретное помещение и общий расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, кВт:

$$q_x^u = 0,278(i_n - i_o), \quad (33)$$

$$Q_{xi}^u = 0,278G_{ni}(i_n - i_o), \quad (34)$$

$$Q_x^u = 0,278G_n(i_n - i_o), \quad (35)$$

где i_n, i_o — энтальпия воздуха соответственно наружного и охлажденного в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера, кДж/кг; расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_m^u = 0,278G_n c_p (t_{np}^* - t_o), \quad (36)$$

где t_{np}^*, t_o — соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, $^\circ\text{C}$.

7. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение рециркуляционного воздуха в фэнкойле для конкретного помещения, кВт:

$$Q_{xi}^M = 0,278G_{\text{фи}}^{\text{макс}} (i_e - i_{op}), \quad (37)$$

где i_e, i_{np} — энтальпия воздуха внутреннего и охлажденного в фэнкойле, кДж/кг.

Пример 1. (рис. 3.8.)

Исходные данные:

г. Полтава

Теплый период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = 29,4^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_n = 56,5$ кДж/кг;

параметры внутреннего воздуха: температура $t_g = 25^\circ\text{C}$ и относительная влажность $\phi_g = 55\%$;

избытки явной теплоты $Q_{я}^n = 1014$ Вт;

количество влаги $W^n = 124$ г/кг ;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_{yd} = 26^\circ\text{C}$;

расход наружного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования воздуха в помещение $G_n = 120$ кг/час.

1. Наносят на I — d диаграмму точки Н и В, характеризующие состояние наружного и внутреннего воздуха.

2. Определяют среднюю температуру поверхности воздухоохладителя:

$$t_f = t_{xв} + (3 \div 5) = 7 + 3 = 10^\circ\text{C},$$

где $t_{xв} = 7^\circ\text{C}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, $^\circ\text{C}$.

Наносят точку со средней температурой поверхности на линию насыщения $\phi = 100\%$ и соединяют ее с точкой Н, характеризующей состояние наружного воздуха. На этой линии находят точку О, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха после воздухоохладителя при относительной влажности $\phi_k = 92\%$ (соответствует $\phi_n = 55\%$). Определяют влагосодержание $d_{омин} = 8,2$ г/кг, температуру $t_o = 12^\circ\text{C}$ и энтальпию $i_o = 32,8$ кДж/кг в точке конечного состояния воздуха О.

3. Определяют минимальную температуру приточного воздуха в центральном кондиционере. Для этого из точки О проводят линию постоянного влагосодержания, на пересечении этой линии с изотермой $t_{np}^u = t_o + 1$ получают точку П, характеризующую состояние приточного воздуха. Определяют температуру в этой точке:

$$t_{np}^u = t_o + 1 = 12 + 1 = 13^\circ\text{C}.$$

4. Определяют расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл из условия ассимиляции избытков явной теплоты в помещении $G_{рец}$, задаваясь значением температуры воздуха на выходе из фэнкойла $t_{np}^m = 14^\circ\text{C}$;

$$G_{рец} = \frac{3,6Q_{я}^{изб} - c_v G_n (t_{yd} - t_{np})}{c_v (t_g - t_{np}^m)} = \frac{3,6 \cdot 1014 - 1,005 \cdot 120 \cdot (26 - 13)}{1,005(25 - 14)} = 195,5 \text{ кг/час.}$$

В данном и последующих примерах использованы фэнкойлы типа F CLIVET. Подбирают типоразмер фэнкойла CLIVET F1 3R с трехрядным теплообменником, холодопроизводительность фэнкойла $Q_{ф}^x = 700$ Вт и расход воздуха $G_{ф}^{макс} = 228$ кг/час при максимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла.

5. Температура воздуха после охлаждения в фэнкойле

$$t_{np}^m = t_g - \frac{3,6Q_{ф}^x}{c_v G_{ф}^{макс}} = 25 - \frac{3,6 \cdot 700}{1,005 \cdot 228} = 13,9 \approx 14^\circ\text{C}$$

6. Уточняют температуру приточного воздуха в центральном кондиционере:

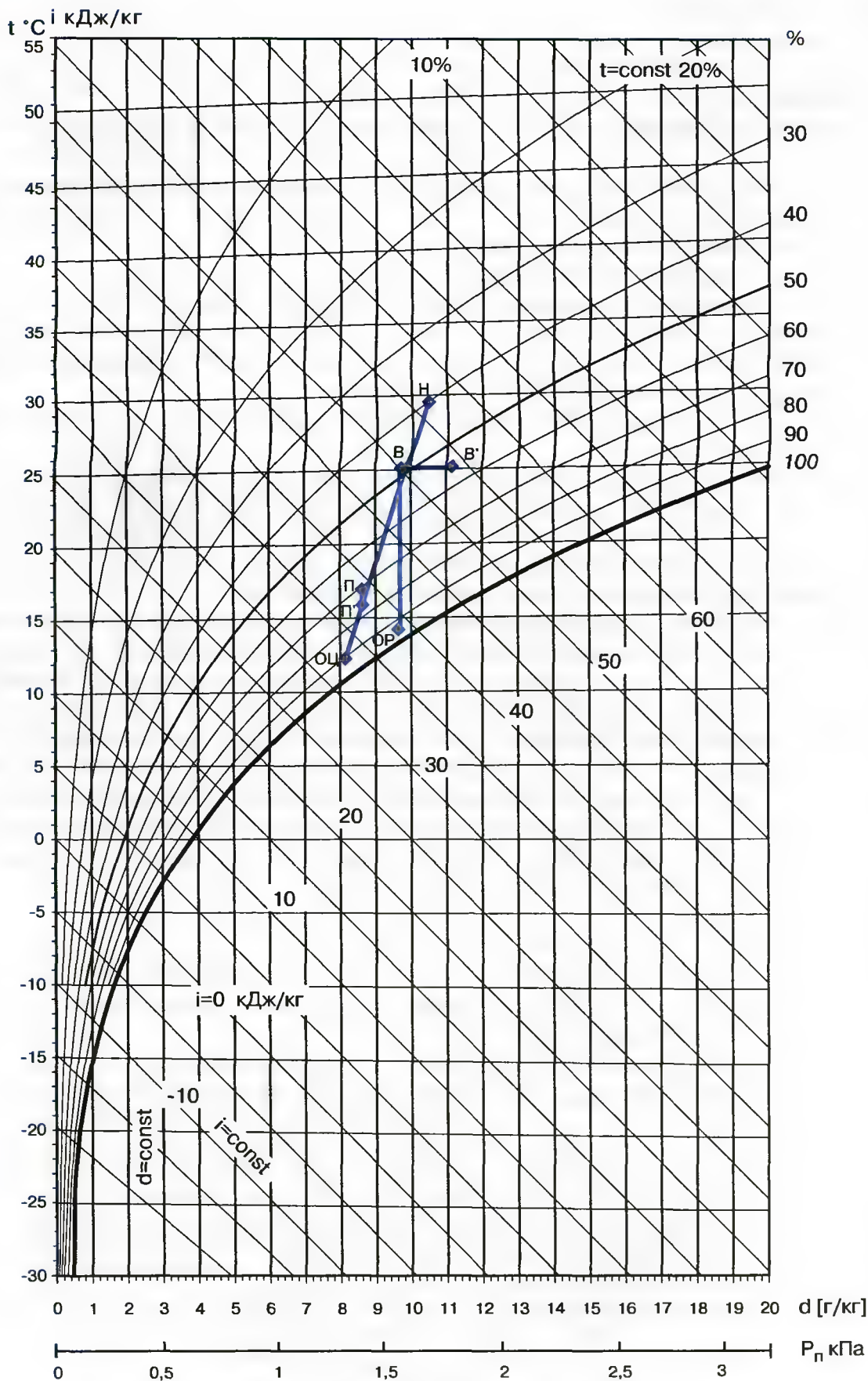


Рис. 3.8. Пример 1. Теплый период года, независимая обработка воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле (без смешения)

$$t_{np}^u = t_{yd} - \frac{3,6Q_{изб\ я} - c_{\theta} G_{реци} (t_{\theta} - t_{np}^m)}{c_{\theta} \cdot G_{\theta}} = 26 - \frac{3,6 \cdot 1014 - 1,005 \cdot 228(25 - 14)}{1,005 \cdot 120} = 16,6^{\circ}\text{C}$$

Требуемая температура приточного воздуха выше, чем минимально возможная. Чтобы не использовать второй подогрев, необходимо уменьшить количество теплоты, отбираемое у воздуха в поверхностном воздухоохладителе, путем уменьшения расхода воздуха через воздухоохладитель (обводной канал с регулирующим клапаном) или путем уменьшения расхода холодоносителя через воздухоохладитель (регулирующий клапан на трубопроводе холодоносителя).

В первом случае, учитывая подогрев воздуха в вентиляторе на 1°C на линии постоянного влагосодержания $d_n = const$ при $t_{np}^u - 1 = 16,6 - 1 = 15,6^{\circ}\text{C}$ определяют положение точки П¹, характеризующей состояние смеси воздуха, охлажденного в поверхностном воздухоохладителе и прошедшего через обводной канал без обработки, на линии НОЦ. Определяют параметры воздуха в точке П¹: влагосодержание $d_{n1} = 8,7$ г/кг и энтальпию $i_n = 37,8$ кДж/кг. Таким образом, НОЦ — процесс охлаждения части приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, ОЦП¹Н — процесс смешения потоков воздуха через поверхностный воздухоохладитель и обводной канал. Расход воздуха через поверхностный воздухоохладитель определяют по формуле:

$$G_{\theta o} = G_{\theta} \frac{(d_n - d_{n1})}{(d_n - d_o)} = G_{\theta} \frac{(10,5 - 8,7)}{(10,5 - 8,2)} = 0,78 G_{\theta}$$

Во втором случае НП¹ — процесс охлаждения всего количества приточного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, поверхность теплообмена которого подбирают на максимальный расход холода для процесса охлаждения НОЦ, но действительное количество теплоты, отбираемое у воздуха, уменьшают по сравнению с максимальным путем уменьшения расхода холодоносителя с помощью регулирующего клапана на трубопроводе.

7. Определяют влагосодержание внутреннего воздуха из условия ассимиляции всего количества влаги в помещении приточным воздухом:

$$d_{\theta} = d_n + \frac{W}{G_{\theta}} = 8,7 + \frac{124}{120} = 9,73 \text{ г/кг.}$$

Полученное значение меньше влагосодержания внутреннего воздуха в помещении, предварительно принятого, поэтому уточняют положение т.В, характеризующей состояние внутреннего воздуха, и определяют параметры воздуха в этой точке: относительную влажность $\phi_{\theta} = 48\%$ и энтальпию $i_{\theta} = 50,0$ кДж/кг.

По значениям температуры t_{np}^m и влагосодержания d_{θ} (d_{np}^m) наносят точку ОР, характеризующую состояние рециркуляционного воздуха после охлаждения в фэнкойле. Значения параметров воздуха в этой точке: энтальпия $i_{op} = 38,7$ кДж/кг, относительная влажность $\phi_{op} = 95\%$.

Таким образом, ВОР — процесс «сухого» охлаждения воздуха в теплообменнике фэнкойла. Расход холода на охлаждение воздуха в фэнкойле в данном случае соответствует его холодопроизводительности:

$$Q_{xi}^m = 0,278 G_{\phi i}^{u макс} (i_{\theta} - i_{op}) = 0,278 \cdot 228 \cdot (50 - 38,7) = 716 \text{ Вт}$$

Результаты расчетов и построения на i-d диаграмме заносят в таблицу 3.10.

8. На основе построения вычисляют удельный расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, расход холода для охлаждения наружного воздуха, подаваемого в данное помещение, и общий расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, кВт:

Табл. 3.10

Таблица параметров воздуха

		Н	В'	ОР	ОЦ	П	П'	В
Температура t	°C	29,4	25,0	14,0	12,0	16,8	15,6	25,0
Отн. влажность φ	%	40%	55%	95%	92%	72%	77%	48%
Влагосодержание d	г/кг	10,5	11,1	9,7	8,2	8,7	8,7	9,7
Энтальпия i	кДж/кг	56,5	53,7	38,7	32,8	38,8	37,8	50,0
Плотность ρ	кг/м³	1,13	1,15	1,19	1,20	1,18	1,19	1,15
Температура мокрого терм. tm	°C	19,4	18,6	13,5	11,3	13,7	13,3	17,5

для первого случая

$$q''_x = 0,278(i_n - i_{oc}) = 0,278 \cdot (56,5 - 32,8) = 6,58 \text{ кДж/кг}$$

$$Q''_{xi} = 0,278G_{ni}(i_n - i_{oc}) = 0,278 \cdot (56,5 - 32,8) \cdot 0,772 \cdot 120 = 610,3 \text{ Вт},$$

$$Q''_x = 0,278G_n(i_n - i_{oc}) = 0,278 \cdot 0,772G_n(56,5 - 32,8) = 5,09G_n$$

Для второго случая результат тот же.

Холодный период года

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в водо-воздушной СКВ являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_e и относительная влажность ϕ_e для холодного периода года, количество избыточной явной теплоты $Q_{я}^x$ (при недостатке теплоты в помещении со знаком «—»), количество влаги W^x для холодного периода, схема организации воздухообмена, расходы воздуха, определенные при расчете для летнего периода года G^{max}_{ϕ} , G_n , тип поразмер и тип теплообменника фэнкойла.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему и местные агрегаты, расход влаги.

В холодный период года в прямоточной центральной СКВ необходимо наружный воздух нагреть и увлажнить. Эти процессы можно реализовать соответственно в поверхностном воздухонагревателе и оросительной камере, в поверхностном воздухонагревателе и паровом увлажнителе, при испарительном нагреве холодного воздуха теплой водой в оросительной камере. Последний способ обработки воздуха является наиболее рациональным, но он не всегда может быть реализован. Чаще применяют следующую последовательность обработки воздуха: воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, затем увлажняется при постоянной энтальпии до $\phi = 90\text{--}95\%$, а затем снова нагревается в воздухонагревателе второго подогрева до состояния приточного воздуха в т. П. Для исключения второго подогрева воздух можно нагреть и увлажнить в камере орошения с управляемым процессом. В последние годы как альтернативу камере орошения применяют увлажнение воздуха паром, считая, что процесс увлажнения воздуха в этом случае протекает при постоянной температуре.

Если фэнкойлы работают только в режиме охлаждения в теплый период года, а в холодный период года отключены, то построение процессов изменения состояния воздуха

проводят как для прямоточной схемы обработки воздуха в центральном кондиционере при минимальном расходе наружного воздуха. Если фэнкойлы в холодный период года выполняют функции отопительных приборов, то порядок построения для характерного помещения следующий.

1. Построение начинают с нанесения на $I - d$ диаграмму точек H (t_H и i_H) и B (t_B и ϕ_B), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме (рис. 3.9).

2. Вычисляют значение влагосодержания приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха:

$$d_{np}^u = d_B - \frac{W}{G_H}. \quad (38)$$

3. Положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из камеры орошения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_{np}^u = const$ с $\phi = 90 \div 95\%$. Через точку О проводят линию постоянной энтальпии $i_O = const$, на пересечении которой с линией постоянного влагосодержания $d_H = const$ получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру орошения после воздухонагревателя первого подогрева.

4. В процессе построения решают основной вопрос, как распределить тепловую нагрузку помещения на центральную систему кондиционирования воздуха и местные агрегаты. При этом следует учитывать технические характеристики фэнкойлов, одноконтурных или двухконтурных, подобранных на основе результатов построения для теплого периода года. Фирмы-производители приводят в каталогах таблицы, где в зависимости от параметров внутреннего воздуха и теплоносителя, а также скорости вращения вентилятора и числа рядов трубок теплообменника фэнкойла даны значения тепло и холодопроизводительности, значения перепада температур или конечной температуры воздуха, потеря давления по воде. Для выбранного типоразмера фэнкойла CLIVET с конкретным теплообменником определяют теплопроизводительность при максимальном расходе воздуха через фэнкойл для определенных значений параметров теплоносителя и температуры внутреннего воздуха, далее рассчитывают конечную температуру воздуха после нагревания в фэнкойле t_{np}^M из уравнения теплового баланса по воздуху для фэнкойла:

$$t_{np}^M = t_B + \frac{3,6Q^m_{\phi}}{c_B G_{\phi_{pec}}}. \quad (39)$$

5. Из уравнения баланса теплоты для помещения определяют температуру приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха:

$$t_{np}^u = t_{yd} - \frac{3,6Q^x_y + c_B G_{\phi}^{max} (t_{np}^M - t_B)}{c_B G_H}. \quad (40)$$

6. На линии постоянного влагосодержания внутреннего воздуха при t_{np}^M получают точку ПМ, характеризующую состояние воздуха после нагревания в фэнкойле, на линии постоянного влагосодержания $d_{np}^u = const$ при t_{np}^u точку ПЦ, характеризующую состояние приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном канале не учитывают.

7. При увлажнение воздуха паром процесс увлажнения пойдет по линии постоянной температуры, которую проводят через точку О и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_H = const$ получают точку КП, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру парового увлажнения после воздухонагревателя первой ступени.

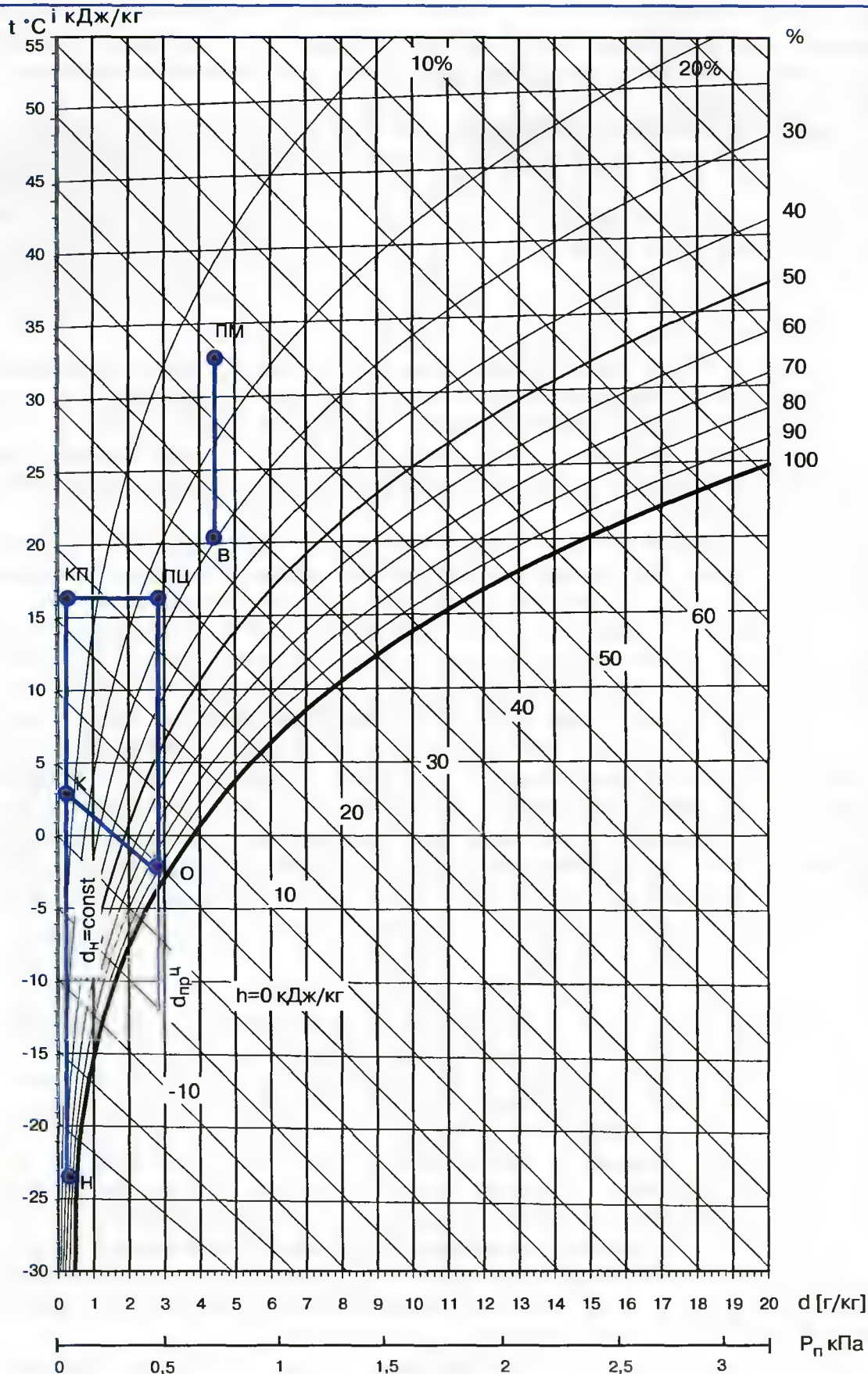


Рис. 3.9. Процессы изменения состояния воздуха для холодного периода с независимой обработкой наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле (без смешения)

8. Если схема обработки воздуха в теплый период года не включала в себя второй подогрев, то в холодный период можно также отказаться от него, применяя управляемый процесс в ОК. В этом случае построение следует проводить следующим образом: через точку ПЦ проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_H = const$ в точке К, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева перед камерой орошения.

9. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{m1}^u = 0,278c_g G_H(t_K - t_H), \quad (41)$$

и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{m2}^u = 0,278c_g G_H(t_{np}^u - t_o), \quad (42)$$

расход теплоты в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{mi}^u = 0,278c_g G_{pци}(t_{np}^u - t_g), \quad (43)$$

расход влаги, испаряющейся в оросительной камере, или требуемая производительность пароувлажнителя:

$$W = (d_{np}^u - d_H) G_H. \quad (44)$$

Для остальных помещений расчетные нагрузки на теплообменники фэнкойлов вычисляют по формулам:

для теплого периода расход холода по явной теплоте:

$$Q_{xi}^m = Q_{яi}^l - 0,278G_{ni}c_g(t_{yd} - t_{np}^u) \quad (45)$$

или расход холода по полной теплоте:

$$Q_{mxi}^m = Q_{ni}^l - 0,278G_{ni}(i_{yd} - i_{np}^u) \quad (46)$$

для холодного периода расход теплоты:

$$Q_{mi}^m = Q_{яi}^3 + 0,278G_{ni}c_g(t_{yd} - t_{np}^u) \quad (47)$$

Пример 2.

Исходные данные:

г. Полтава

Холодный период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_H = -23^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_H = -21,9$ кДж/кг; параметры внутреннего воздуха $t_g = 20^\circ\text{C}$ и $\phi_g = 30\%$;

избытки явной теплоты $Q_{я}^x = -602$ Вт;

количество влаги $W^l = 80$ г/кг ;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_{yd} = 20^\circ\text{C}$;

расход наружного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования воздуха в помещение $G_H = 120$ кг/час. Схема тепло-холодоснабжения двухтрубная, типоразмер фэнкойла CLIVET F1 3R, теплообменник трехрядный, расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора $G_{\phi}^{max} = 228$ кг/час, расход наружного воздуха $G_H = 120$ кг/час.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точек Н (t_H и i_H) и В (t_g и ϕ_g), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода (рис. 3.10).

2. Вычисляют значение влагосодержания приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха:

$$d_{np}^u = d_e - \frac{W^x}{G_n} = 4,4 - \frac{80}{120} = 3,7 \text{ г/кг.}$$

3. Положение точки О, характеризующей состояние воздуха на выходе из камеры орошения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_{np}^u = \text{const}$ с $\phi = 90\text{--}95\%$. Параметры воздуха в точке О: влагосодержание $d_{ou} = 3,7 \text{ г/кг}$, температура $t_{ou} = 1,2^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_{ou} = 10,5 \text{ кДж/кг}$. Через точку О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении ее с линией постоянного влагосодержания $d_n = 0,5 \text{ г/кг}$ получают точку К1, характеризующую состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева на входе в камеру орошения. Параметры воздуха в точке К1: влагосодержание $d_{k1} = 0,5 \text{ г/кг}$, температура $t_{k1} = 9,1^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_{k1} = 10,5 \text{ кДж/кг}$.

4. Для выбранного типоразмера фэнкойла F1 с трехрядным теплообменником определяют теплопроизводительность при трех значениях расхода воздуха через фэнкойл для параметров теплоносителя $50\text{--}40^\circ\text{C}$ и рассчитывают конечную температуру воздуха после нагревания в фэнкойле t_{np}^M из уравнения теплового баланса по воздуху для фэнкойла:

$$t_{np}^M = t_e + \frac{3,6Q_{\phi}^m}{c_e G_{\phi}^{rec}}$$

Таблица, составленная по данным таблицы каталога CLIVET, для фэнкойла FO1 3R для параметров теплоносителя $50\text{--}40^\circ\text{C}$ и температуры внутреннего воздуха 20°C .

Таблица 3.11

Тепло- производительность, Вт	Расход воздуха, кг/час	Конечная температура воздуха, °C
1300	228	40,4
1000	168	41,3
800	120	43,9

Принимают минимальную скорость вращения вентилятора, которой соответствует расход воздуха 120 кг/час .

5. Из уравнения баланса теплоты для помещения определяют температуру приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха:

$$t_{np}^u = t_{yd} - \frac{3,6Q_{\phi}^x + c_e G_{\phi}^{max} (t_{np}^M - t_e)}{c_e G_n} = 20 - \frac{3,6 \cdot (-602) + 1,005 \cdot 120 \cdot (43,9 - 20)}{1,005 \cdot 120} = 14,1^\circ\text{C}.$$

Проверяют расчетом возможность распределения воздуха с такой температурой в помещении. Целесообразно сохранить более низкое значение температуры приточного воздуха с позиции энергосбережения. Если это невозможно, то задают температуру приточного воздуха в центральном кондиционере из условия теплового комфорта, определяемого при расчете воздухораспределения, например $t_{np}^u = 17^\circ\text{C}$, и определяют требуемую температуру воздуха после фэнкойла $t_{np}^M = 35^\circ\text{C}$, которая меньше, чем температура воздуха после фэнкойла по данным каталога, а следовательно, фактическая теплопроизводительность фэнкойла больше, чем необходимая. Практически поддержание температуры внутреннего воздуха на заданном уровне достигается периодическим отключением фэнкойла или плавным изменением расхода теплоносителя через его теплообменник.

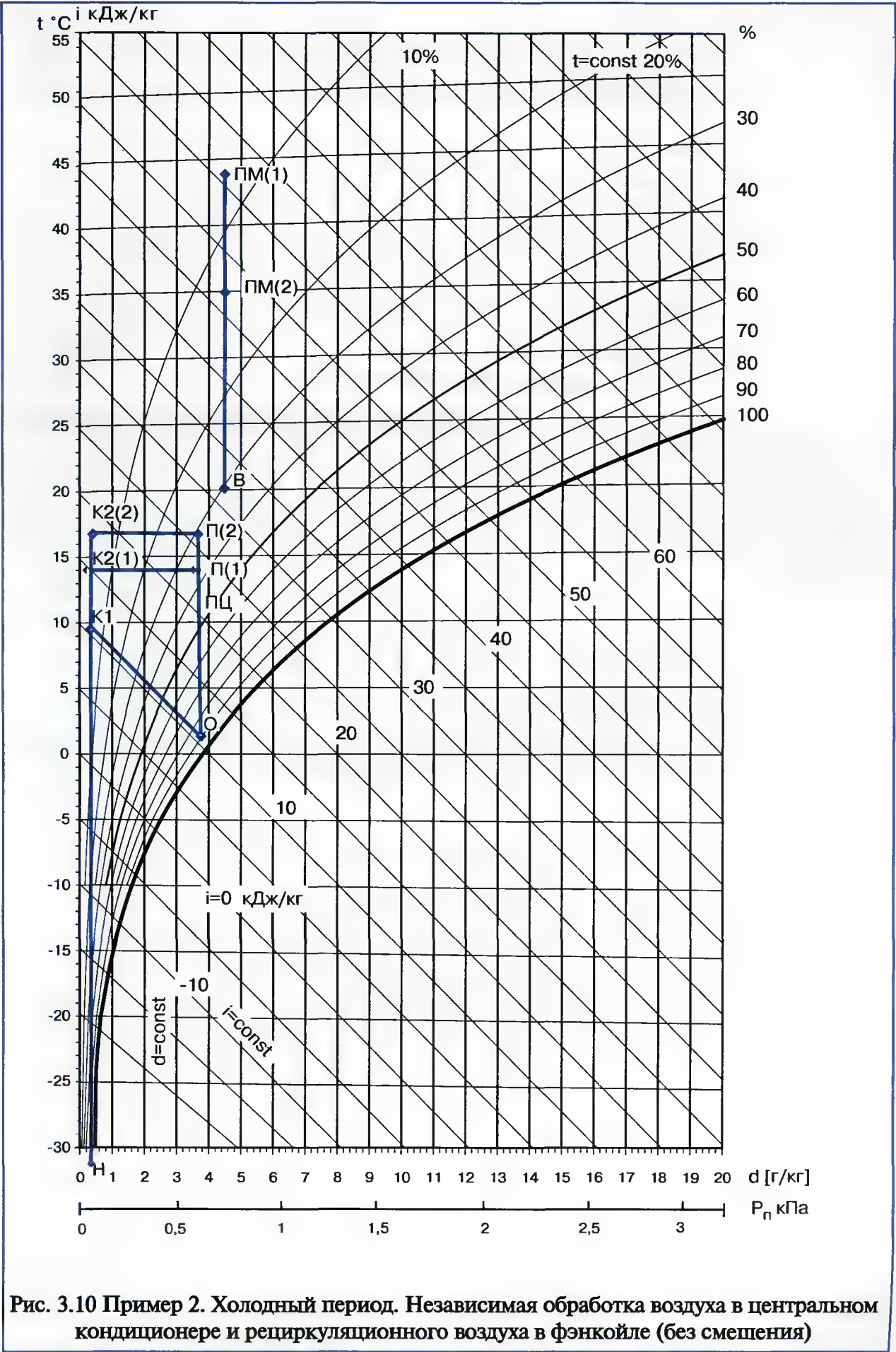


Рис. 3.10 Пример 2. Холодный период. Независимая обработка воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха в фэнкойле (без смешения)

6. На линии постоянного влагосодержания внутреннего воздуха при t_{np}^M получают точку ПМ(1), характеризующую состояние воздуха после нагревания в фэнкойле, на линии постоянного влагосодержания $d_{np}^u = 3,7$ г/кг при $t_{np}^u = 14^\circ\text{C}$ точку П(1), характеризующую состояние приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха.

7. При увлажнение воздуха паром процесс увлажнения пойдет по линии постоянной температуры, которую проводят через точку О или для исключения второго подогрева через точку П(1), что предпочтительней, на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_n = 0,5$ г/кг получают точку К2(1), характеризующую состояние воздуха на входе в камеру парового увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева.

Результаты расчетов и построения на I-d диаграмме заносят в таблицу 3.12.

Таблица 3.12

Таблица параметров воздуха

		Н	В	О	К1	П(1)	К2(1)	ПМ(1)	П(2)	ПМ(2)	К2(2)
Температура t	$^\circ\text{C}$	-23,0	20,0	1,2	9,1	14,0	14,0	43,9	17,0	35,0	17,0
Отн. влажность ϕ	%	95%	30%	88%	7%	37%	5%	8%	30%	12%	4%
Влагосодержание d	г/кг	0,5	4,4	3,7	0,5	3,7	0,5	4,4	3,7	4,4	0,5
Энтальпия i	кДж/кг	-22,1	31,5	10,5	10,5	23,5	15,4	55,7	26,5	46,6	18,4
Плотность ρ	кг/м ³	1,38	1,17	1,25	1,22	1,20	1,20	1,08	1,19	1,12	1,19
Температура мокрого терм. тм	$^\circ\text{C}$	-23,1	10,7	0,5	0,5	7,2	3,2	19,2	8,6	16,3	4,8

8. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на первый подогрев в центральном кондиционере:

$$Q_{ml}^u = 0,278 G_n c_v (t_k - t_n) = 0,278 \cdot 1,005 \cdot G_n (14 + 23) = 10,3 G_n$$

Расход теплоты в теплообменнике фэнкойла соответствует его теплопроизводительности при минимальной скорости вращения вентилятора 800 Вт.

При температуре приточного воздуха $t_{np}^u = 17^\circ\text{C}$

$$Q_{ml}^u = 0,278 c_v G_n (t_k - t_n) = 0,278 \cdot 1,005 \cdot G_n (17 + 23) = 11,1 G_n,$$

требуемый расход теплоты в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{mi}^M = 0,278 G_{\text{реци}} c_v (t_{np}^M - t_e) = 0,278 \cdot 1,005 \cdot 120 (35 - 20) = 632 \text{ Вт}$$

Требуемая производительность паровувлажнителя:

$$W = (d_{np}^u - d_n) G_n = (3,7 - 0,5) G_n = 3,2 G_n.$$

Построение на I — d диаграмме процессов изменения состояния воздуха в водо-воздушной СКВ, когда наружный воздух подается непосредственно в помещение местными приточными аппаратами и обрабатывается только рециркуляционный воздух в фэнкойле(без смешения)

Теплый период года

Исходными данными для построения являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_g и относительная влажность ϕ_g , избыточное количество явной $Q_{я}^n$ и полной теплоты Q_n^l , количество влаги W^n , расход наружного воздуха, подаваемого местными приточными аппаратами в помещение G_n . Построение следует выполнять для всех помещений.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы холода при соответствующих нагрузках на местные агрегаты — фэнкойлы.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точки Н, характеризующей состояние наружного воздуха (t_n и i_n). Положение точки В, характеризующей состояние внутреннего воздуха, будет определено при построении. При использовании местных приточных аппаратов с регенерацией теплоты наружный воздух поступает в помещение с температурой ниже температуры наружного воздуха, которая может быть определена с помощью среднего значения коэффициента эффективности теплообменника-рекуператора:

$$t_{np}^u = t_n - \Theta(t_n - t_g), \quad (48)$$

где Θ_{ni} — коэффициент эффективности теплообменника, для пластинчатых рекуператоров среднее значение 0,65.

2. Определяют дополнительную нагрузку по холоду на теплообменник фэнкойла, как расход теплоты на охлаждение необработанного приточного воздуха, с учетом снижения холодильной нагрузки на фэнкойлы за счет регенерации теплоты в приточном аппарате:

$$Q_{xi}^u = 0,278 G_{ni} c_g (t_n - t_{np}^u), \quad (49)$$

$$Q_{ni} = 0,278 G_{ni} (i_n - i_g) - Q_{xi}^u, \quad (50)$$

3. Обработка рециркуляционного воздуха в теплообменнике фэнкойла происходит в направлении луча процесса изменения состояния воздуха в помещении, т.е. когда луч процесса накладывается на процесс охлаждения и осушки воздуха. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении с учетом дополнительной нагрузки:

$$\varepsilon^l = \frac{3,6(Q_{я}^n + Q_{ni}) + 2,54 W^n}{W^n} \quad (51)$$

где $Q_{я}^n$ — явные теплоизбытки в помещении, Вт;
 W^n — влагопоступления в помещение, г/ч.

4. Определяют минимально возможное значение влагосодержания воздуха после фэнкойла из условия реализации процесса охлаждения в теплообменнике фэнкойла. На линии насыщения $\phi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при «мокром» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе фэнкойла (средняя температура поверхности воздухоохладителя). Для этого определяют предельную температуру:

$$t_f = t_{xв} + (1,5 \div 3) \quad (52)$$

где $t_{xв}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель фэнкойла, °С.

Из полученной точки на линии насыщения проводит линию с угловым коэффициентом процесса изменения состояния воздуха в помещении ϵ^n (рис. 3.11). На пересечении этой линии с изотермой получают точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха в помещении. Определяют относительную влажность воздуха и проверяют не вышла ли она за пределы области оптимальных значений.

5. На линии находим точку О, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха после теплообменника фэнкойла, при значении конечной относительной влажности воздуха, которая определяется в соответствии с рекомендациями Кокорина О.Я. для поверхностных воздухоохладителей. Определяют параметры воздуха в этой точке: влагосодержание воздуха d_{np}^M , температуру воздуха t_{np}^M . При достаточно низком значении температуры воздуха после охлаждения в фэнкойле, необходимо размещать фэнкойлы вне зоны постоянного пребывания людей, применять фэнкойлы с воздухораспределителями, обеспечивающими эффект настиления холодной струи на потолок (эффект Коанда). Если это невозможно при ограниченных размерах помещения, следует принять более высокое значение температуры воздуха после фэнкойла и скорректировать положение конечной точки.

6. Определяют расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл:

$$G_{rec} = \frac{3,6Q_{я}^{изб} - G_n c_v (t_n - t_{np}^M)}{c_v (t_v - t_{np}^M)} \quad (53)$$

Подбирают типоразмер фэнкойла, определяют расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла $G_{ф}^{max}$ и уточняют значение температуры воздуха после охлаждения в фэнкойле t_{np}^M .

7. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение рециркуляционного воздуха в фэнкойле, кВт:

$$Q_{xi}^M = 0,278 G_{фi}^{max} (i_v - i_{np}^M), \quad (54)$$

где i_v, i_{np}^M — энтальпия воздуха до и после охлаждения в фэнкойле, кДж/кг.

Пример 3.

Исходные данные:

г. Ростов на Дону

Теплый период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = 31,9^\circ\text{С}$ и энтальпия $i_n = 60,7$ кДж/кг;

параметры внутреннего воздуха $t_v = 24^\circ\text{С}$ и $\phi_v = 55\%$;

избытки явной теплоты $Q_{я}^n = 1416$ Вт;

количество влаги $W^n = 159$ г/кг ;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_y = 26^\circ\text{С}$;

расход наружного воздуха, подаваемого местными приточными аппаратами в помещение $G_n = 216$ кг/час.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точки Н, характеризующей состояние наружного воздуха (t_n и i_n). Положение точки В, характеризующей состояние внутреннего воздуха, будет определено при построении. Температуру наружного воздуха после теплообменника-утилизатора местного приточного аппарата определяют с помощью среднего значения коэффициента эффективности теплообменника-рекуператора:

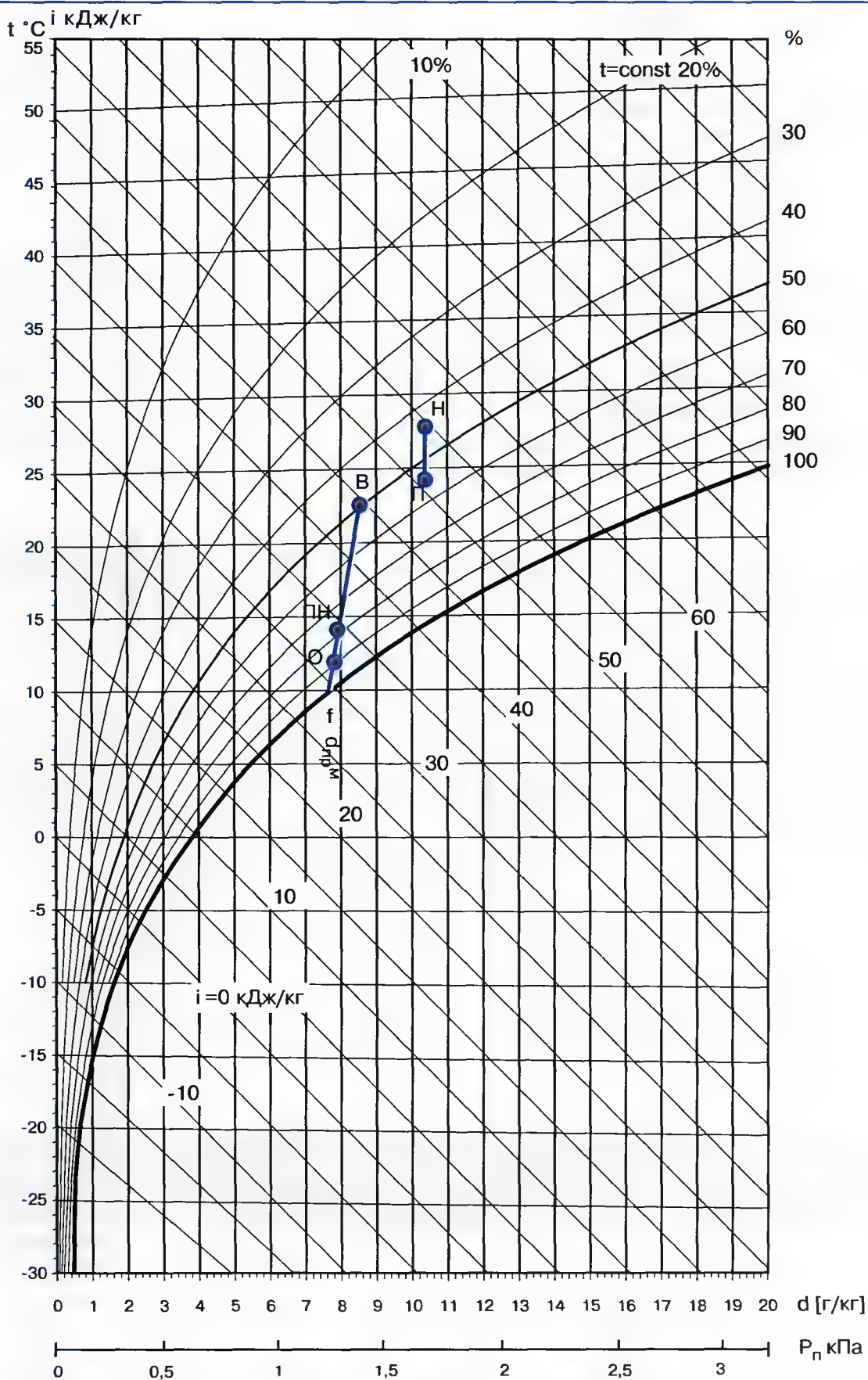


Рис. 3.11. Процессы изменения состояния воздуха, когда наружный воздух подается непосредственно без обработки, а в фэнкойле воздух охлаждается и осушается для теплого периода

$$t_{np}^u = t_n - \theta(t_n - t_e) = 31,9 - 0,65(31,9 - 24) = 26,8^{\circ}\text{C}.$$

2. Определяют дополнительную нагрузку на охлаждение приточного воздуха, поступающего из местных приточных аппаратов:

$$Q_{xi}^u = 0,278c_e G_{ni}(t_n - t_{np}^u) = 0,278 \cdot 1,005 \cdot 216(31,9 - 26,8) = 306,2 \text{ Вт},$$

$$Q_{ni} = 0,278G_{ni}(i_n - i_e) - Q_{xi}^u = 0,278 \cdot 216(60,7 - 45) - 306,2 = 636,5 \text{ Вт}.$$

3. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении с учетом дополнительной нагрузки:

$$\epsilon^n = (3,6(Q_{я}^n + Q_{ni}) + 2,54 W^n) / W^n = (3,6(1416 + 636,5) + 2,54 \cdot 159) / 159 = 49,0 \text{ кДж/г}.$$

4. На линии насыщения $\phi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха f при «мокром» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе фэнкойла (средняя температура поверхности воздухоохладителя) при предельной температуре:

$$t_f = t_{xs} + (1,5 \div 3) = 7 + 3 = 10^{\circ}\text{C}.$$

Из полученной точки на линии насыщения проводят линию с угловым коэффициентом процесса $\epsilon^n = 49,0 \text{ кДж/г}$. На пересечении этой линии с изотермой $t_e = 24^{\circ}\text{C}$ получают точку В, характеризующую состояние внутреннего воздуха в помещении. Определяют параметры воздуха в точке В: влагосодержание $d_e = 8,0 \text{ г/кг}$, энтальпия $i_e = 44,6 \text{ кДж/кг}$, относительная влажность воздуха $\phi_e = 42\%$.

5. На линии, определяющей изменение состояния воздуха в помещении, а также процесс охлаждения воздуха в фэнкойле, находят точку О, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха после теплообменника фэнкойла при значении конечной относительной влажности воздуха $\phi_o = 87\%$. Определяют параметры воздуха в этой точке: влагосодержание воздуха $d_{np}^m = 7,8 \text{ г/кг}$, температура воздуха $t_{np}^m = 12,1^{\circ}\text{C}$.

6. Определяют расход рециркуляционного воздуха через фэнкойл:

$$G_{rec} = \frac{3,6Q_{изб}^y + Q_{ni}}{c_e(t_e - t_{np}^m)} = \frac{3,6(1416 + 636,5)}{1,005(24 - 12)} = 612,6 \text{ кг/час}$$

Подбирают типоразмер фэнкойла.

Таблица, составленная по данным каталога CLIVET, для фэнкойла F3 2R при температуре внутреннего воздуха 24°C и относительной влажности 50% и параметрах воды $7-12^{\circ}\text{C}$.

Таблица 3.13.

Производительность по		Расход воздуха, кг/час	Максимальная ассимиляционная разность	
полной теплоте, Вт	явной теплоте, Вт		энтальпий воздуха, кДж/кг	температуры воздуха, °C
2300	1800	600	13,8	10,8
2100	1600	504	15	11,4
1700	1300	384	15,9	12,2

Принимают фэнкойл F 3 2R, определяют расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла $G_{ф}^{max} = 600 \text{ кг/час}$, уточняют значение требуемой температуры воздуха после охлаждения в фэнкойле:

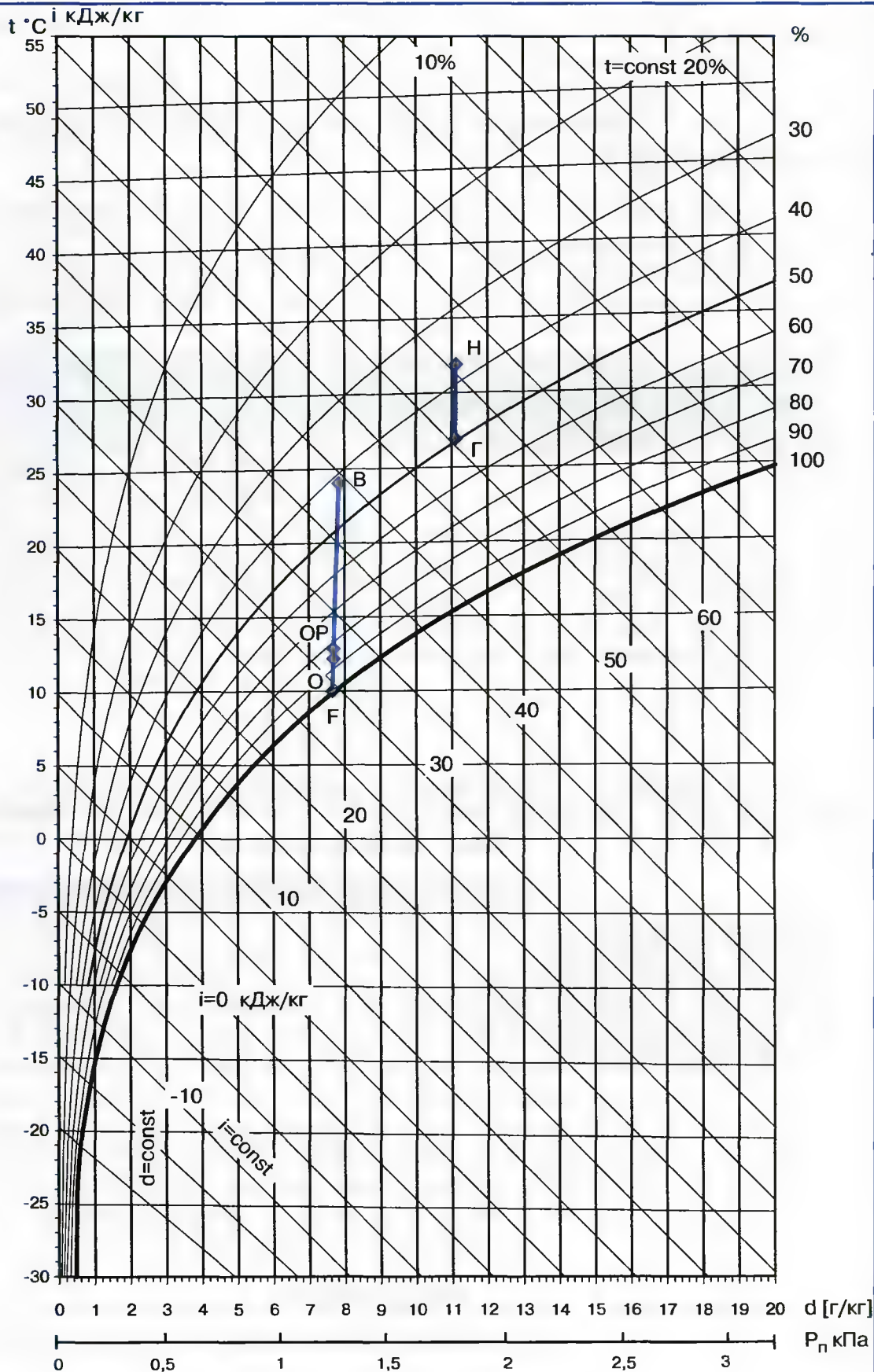


Рис. 3.12. Пример 3. Теплый период. Процессы изменения состояния воздуха. Наружный воздух подается без обработки, в фэнкойле воздух охлаждается и осушается.

$$t_{np}^м = t_в - \frac{3,6Q^ф_x}{c_в G^{макс}_{рец}} = 24 - \frac{3,6(1416 + 636,5)}{1,005 \cdot 600} = 11,75^{\circ}\text{C}.$$

Поверхности теплообмена фэнкойла F 3 2R недостаточно для охлаждения воздуха до требуемой температуры.

Принимают фэнкойл F 4 2R, который обеспечит требуемую холодопроизводительность при средней скорости вращения вентилятора.

Таблица, составленная по данным каталога CLIVET для фэнкойла F 4 2R при температуре внутреннего воздуха 24°С и относительной влажности 50% и параметрах воды 7–12°С.

Таблица 3.14.

Производительность		Расход воздуха, кг/час	Максимальная ассимиляционная разность	
полной теплоте, Вт	по явной теплоте, Вт		энтальпий воздуха, кДж/кг	температуры воздуха, °С
2800	2400	852	11,8	10,1
2400	2000	660	13,1	10,85
1400	1400	480	10,5	10,45

Температура воздуха после охлаждения в фэнкойле:

$$t_{np}^м = t_в - \frac{3,6Q^ф_x}{c_в G^{сп}_{рец}} = 24 - \frac{3,6(1416 + 636,5)}{1,005 \cdot 660} = 12,9^{\circ}\text{C}.$$

Результаты расчетов и построения на Ш-d диаграмме заносят в таблицу 3.15.

Таблица 3.15

Таблица параметров воздуха

		Н	П	Ф	О	В	ОР
Температура t	°С	31,9	26,8	10,0	12,1	24,0	12,9
Отн. влажность φ	%	37%	49%	100%	87%	42%	83%
Влагосодержание d	г/кг	11,1	11,1	7,8	7,8	8,0	7,9
Энтальпия i	кДж/кг	60,7	55,4	29,8	31,9	44,6	32,9
Плотность ρ	кг/м³	1,12	1,14	1,21	1,20	1,15	1,20
Температура мокрого терм. tm	°С	20,7	19,1	10,0	10,9	15,7	11,3

7. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение рециркуляционного воздуха в фэнкойле F 4 2R, кВт:

$$Q^м_{xi} = 0,278 G^{макс}_{фи} (i_в - i^м_{np}) = 0,278 \cdot 660 (44,6 - 32,9) = 2146,7 \text{ Вт}.$$

Холодный период года

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в водо-воздушной СКВ являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура $t_н$ и энтальпия $i_н$, внутреннего воздуха: температура $t_в$ и относительная влажность $\phi_в$ для холодного периода года, количество избыточной явной теплоты Q^x_y (при недостатке теплоты в помещении со знаком «—»), количество влаги W^x для холодного периода, расходы воздуха, определенные

при расчете для летнего периода года $G_{\phi}^{макс}$, G_H , типоразмер и тип теплообменника фэнкойла.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на местные приточные аппараты и фэнкойлы, расход влаги.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точки Н (t_H и i_H) и точки В ($t_в$ и $\phi_в$), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода.

2. В местном приточном аппарате воздух нагревается в рекуперативном теплообменнике до температуры:

$$t_H^I = t_H + \Theta(t_в - t_H) \quad (55)$$

где Θ — коэффициент эффективности теплообменника, для пластинчатых рекуператоров среднее значение 0,65.

В пиковом режиме воздух дополнительно нагревают в электронагревателе или водяном теплообменнике. Иногда, чтобы предотвратить обмерзание теплообменника, воздух нагревают в электронагревателе или водяном теплообменнике перед рекуператором, но в этом случае коэффициент эффективности рекуператора будет ниже.

3. Для выбранного типоразмера фэнкойла (теплый период) с конкретным теплообменником определяют теплопроизводительность при среднем или минимальном значении расхода воздуха через фэнкойл для определенных значений параметров теплоносителя, и рассчитывают конечную температуру воздуха после нагревания t_{np}^M из уравнения теплового баланса по воздуху для фэнкойла:

$$t_{np}^M = t_в + \frac{3,6 \cdot Q_{\phi}^m}{c_в G_{рец}^{\phi}} \quad (56)$$

4. Из уравнения баланса теплоты для помещения определяют температуру приточного воздуха в местных приточных аппаратах:

$$t_{np}^M = t_{yd} - \frac{3,6 \cdot Q_{я}^x + c_в G_{\phi}^{макс} (t_{np}^M - t_в)}{c_в G_H} \quad (57)$$

6. На линии постоянного влагосодержания внутреннего воздуха при значении t_{np}^M получают точку ПМ, характеризующую состояние воздуха после нагревания в фэнкойле, на линии постоянного влагосодержания $d_H = const$ при значении t_{np}^M точку ПЦ, характеризующую состояние приточного воздуха из местных приточных аппаратов.

7. Воздух поступает в помещение с достаточно низким значением влагосодержания наружного воздуха. В этом случае отсутствует возможность поддержания относительной влажности внутреннего воздуха на заданном уровне. Целесообразно устанавливать в помещении местные агрегаты для увлажнения воздуха, производительность которых, кг/час, определяют по формуле:

$$W = G_H(d_в - d_H) - W^x. \quad (58)$$

9. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на пиковый электронагреватель:

$$Q_{ml}^M = 0,278 c_в G_H (t_{np}^M - t_H^I), \quad (59)$$

расход теплоты в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{mi}^M = 0,278 c_{в_{реци}} G_{реци} (t_{np}^M - t_в). \quad (60)$$

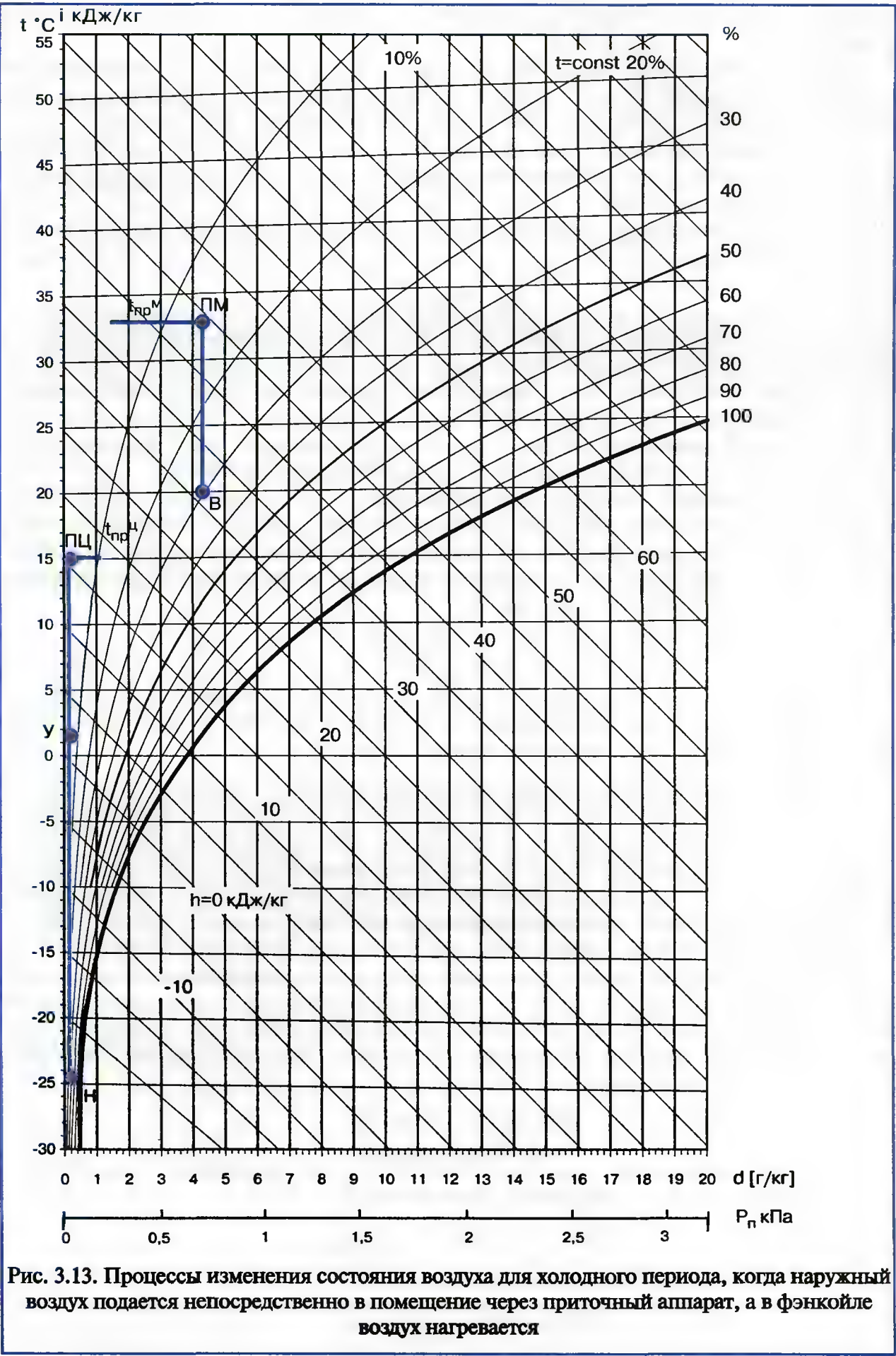


Рис. 3.13. Процессы изменения состояния воздуха для холодного периода, когда наружный воздух подается непосредственно в помещение через приточный аппарат, а в фэнкойле воздух нагревается

Пример 4

Исходные данные:

г. Ростов на Дону

Холодный период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = -22^{\circ}\text{C}$ и энтальпия $i_n = -20,9\text{кДж/кг}$;
параметры внутреннего воздуха: температура $t_{\theta} = 20^{\circ}\text{C}$ и относительная влажность

$\varphi_{\theta} = 30\%$;

избытки явной теплоты $Q^x_{\text{я}} = -1857\text{ Вт}$;

количество влаги $W^n = 120\text{ г/кг}$;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_y = 20^{\circ}\text{C}$;

расход наружного воздуха, подаваемого местными приточными аппаратами в помещение $G_n = 216\text{ кг/час}$. Схема тепло-холодоснабжения четырехтрубная, типоразмер фэнкойла CLIVET F4 1R, теплообменник однорядный (двухрядный теплообменник контура охлаждения комплектуется однорядным теплообменником контура отопления), расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора $G^{\text{макс}}_{\phi} = 852\text{ кг/час}$.

1. Построение начинают с нанесения на I-d диаграмму точек Н (t_n и i_n) и В (t_{θ} и φ_{θ}), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода (рис. 3.14)

2. Для выбранного типоразмера фэнкойла F4 1R с однорядным теплообменником определяют теплопроизводительность при трех значениях расхода воздуха через фэнкойл для параметров теплоносителя 50–40 $^{\circ}\text{C}$ и рассчитывают конечную температуру воздуха после нагревания из уравнения теплового баланса по воздуху для фэнкойла:

$$t^{\text{м}}_{\text{np}} = t_{\theta} + \frac{3,6 \cdot Q^{\text{м}}_{\phi}}{c_{\theta} G^{\phi}_{\text{pec}}}$$

Таблица, составленная по данным таблицы каталога CLIVET для фэнкойла F4 1R при параметрах теплоносителя 50–40 $^{\circ}\text{C}$ и температуре внутреннего воздуха 20 $^{\circ}\text{C}$.

Табл.3.16.

Тепло- производительность, Вт	Расход воздуха, кг/час	Конечная температура воздуха, $^{\circ}\text{C}$
5000	852	41,0
4100	660	42,3
3200	480	43,9

Принимают минимальную скорость вращения вентилятора.

5. Из уравнения баланса теплоты для помещения определяют температуру приточного воздуха в местных приточных аппаратах:

$$t^{\text{и}}_{\text{np}} = t_{\text{yd}} - \frac{3,6Q^x_{\text{я}} + c_{\theta} G^{\phi}_{\text{pec}} (t^{\text{м}}_{\text{np}} - t_{\theta})}{c_{\theta} G_n} = 20 - \frac{3,6 \cdot (-1857) + 1,005 \cdot 480 \cdot (43,9 - 20)}{1,005 \cdot 216} = -2,23^{\circ}\text{C}.$$

Принимают температуру приточного воздуха в местных приточных аппаратах $t^{\text{и}}_{\text{np}} = 17^{\circ}\text{C}$ и определяют требуемую температуру воздуха после фэнкойла:

$$t^{\text{м}}_{\text{np}} = t_{\theta} - \frac{3,6Q^x_{\text{я}} + c_{\theta} G_n (t^{\text{и}}_{\text{np}} - t_{\theta})}{c_{\theta} G^{\phi}_{\text{pec}}} = 20 - \frac{3,6 \cdot (-1857) + 1,005 \cdot 216 \cdot (17 - 20)}{1,005 \cdot 480} = 35,2^{\circ}\text{C}.$$

Практически поддержание температуры внутреннего воздуха в помещении на заданном уровне достигается периодическим отключением фэнкойла или плавным изменением расхода теплоносителя через его теплообменник.

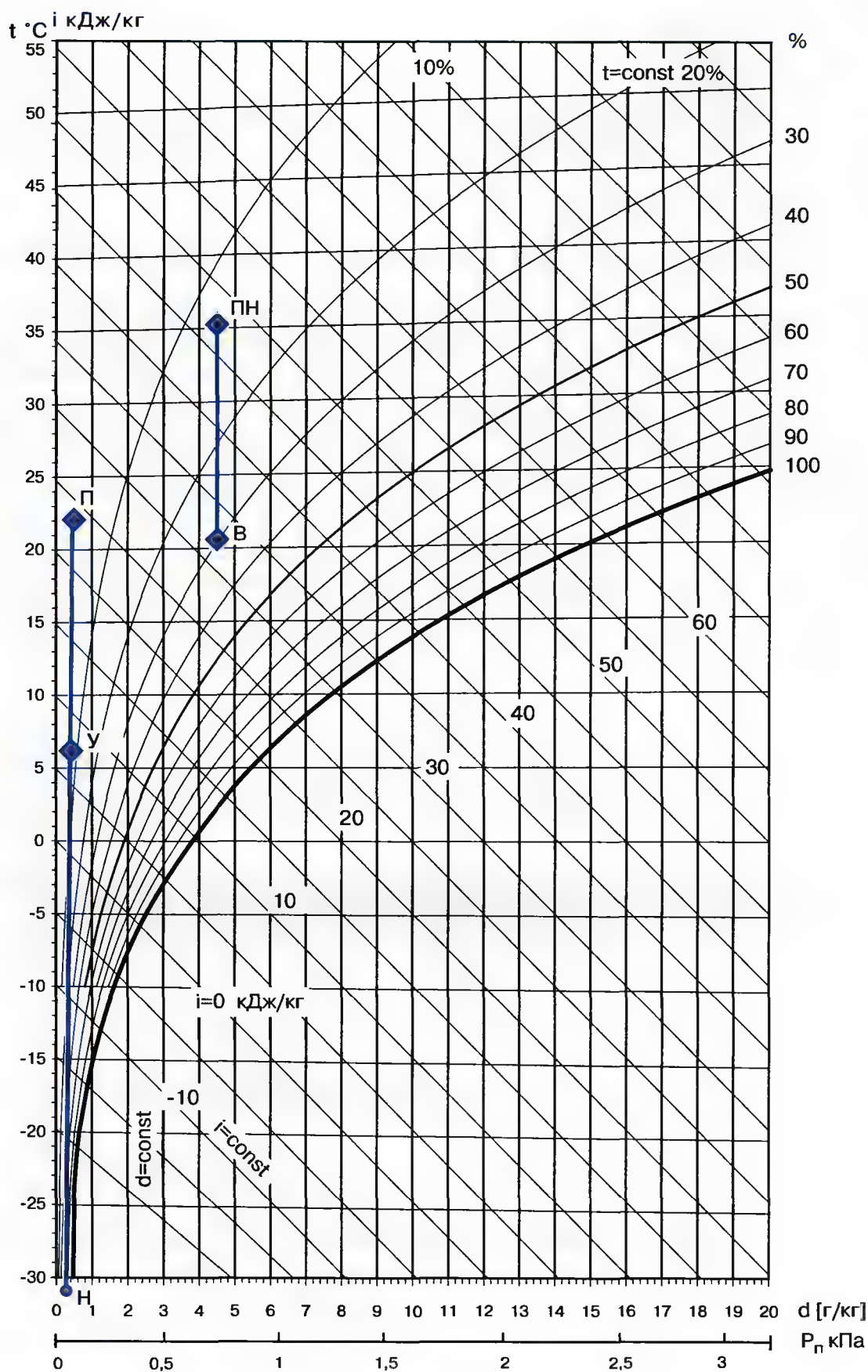


Рис. 3.14. Пример 4. Холодный период. Наружный воздух нагревается в теплообменнике-рекуператоре и подается непосредственно в помещение, в фэнкойле воздух нагревается

6. На линиях постоянного влагосодержания внутреннего воздуха при $t_{np}^м$ получают точку т.ПМ, характеризующую состояние воздуха после нагревания в фэнкойле.
7. В местном приточном аппарате воздух нагревается в рекуперативном теплообменнике до температуры:

$$t_n^1 = t_n + \Theta(t_e - t_n) = -22 + 0,65(20 + 22) = 5,3^{\circ}\text{C}.$$

а затем нагревается в дополнительном электронагревателе до температуры $t_{np}^м = 17^{\circ}\text{C}$

На линии постоянного влагосодержания $d_n = 0,5$ г/кг при $t_n^1 = 5,3^{\circ}\text{C}$ наносят точку У и при $t_{np}^м = 17^{\circ}\text{C}$ точку П, характеризующую состояние приточного воздуха на выходе из местных приточных аппаратов.

Таблица 3.17

Таблица параметров воздуха

		Н	В	У	П	ПМ
Температура t	°C	-22,0	20,0	5,3	17,0	35,2
Отн. влажность φ	%	100%	30%	9%	4%	12%
Влагосодержание d	г/кг	0,5	4,4	0,5	0,5	4,4
Энтальпия i	кДж/кг	-20,9	31,5	6,6	18,4	46,8
Плотность ρ	кг/м3	1,37	1,17	1,24	1,19	1,12
Температура мокрого терм. tm	°C	-22,0	10,7	-1,7	4,8	16,4

Результаты расчетов и построения на I-d диаграмме заносят в таблицу 3,17.
Производительность пароувлажнителя, кг/час, определяют по формуле:

$$W = G_n(d_a - d_n) - W^x = 216 \cdot (4,4 - 0,5) - 120 = 722,4 \text{ г/час} = 0,72 \text{ кг/час}.$$

9. Определяют расходы теплоты на пиковый электронагреватель:

$$Q_{m1}^м = 0,278c_g G_n(t_{np}^м - t_n^1) = 0,278 \cdot 216 \cdot 1,005(17 - 5,3) = 706,00 \text{ Вт},$$

расход теплоты в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{mi}^м = 0,278c_g G_{reci}(t_{np}^м - t_e) = 0,278 \cdot 480 \cdot 1,005(35,2 - 20) = 2038,4 \text{ Вт}.$$

**Построение на I– d диаграмме процессов изменения состояния воздуха со смешением на-
ружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработкой смеси в фэнкойле**

Теплый период года

Исходными данными для построения являются: расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_v и относительная влажность ϕ_v , избыточное количество явной $Q^я$ и полной теплоты $Q^п$, количество влаги $W^п$, схема организации воздухообмена, температура приточного t_n и удаляемого воздуха $t_{уд}$, расход наружного воздуха G_n . Построение следует выполнять для всех помещений.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы холода при соответствующих нагрузках на местные агрегаты.

1. Построение начинают с нанесения на I-d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного (t_n и i_n) и внутреннего воздуха ($t_{в}$, $\phi_{в}$). (рис. 3.15.)

2. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\epsilon^n = (3,6 Q_{я}^n + 2,54 W^n) / W^n, \quad (61)$$

где $Q_{я}^n$ — явные теплоизбытки в помещение, Вт;

W^n — влагопоступления в помещение, г/ч.

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: точка П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t_{np} = const$), точка У (тоже и изотермы $t_y = const$).

1. Определяют требуемый расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха, кг/час:

$$G_{см} = \frac{3,6 \cdot Q_{я}^n}{c_{в}(t_{уд} - t_{np})} \quad (62)$$

Подбирают фэнкойл, определяют расход воздуха через фэнкойл при максимальной или средней скорости вращения вентилятора $G_{ф}^{макс}$, определяют расход рециркуляционного воздуха:

$$G_{рец} = G_{ф}^{макс} - G_n. \quad (63)$$

2. Вычисляют влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха:

$$d_{см} = \frac{G_n d_n + G_{рец} d_{в}}{G_n + G_{рец}}. \quad (64)$$

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении полученной линии с $d_{см} = const$ получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным. Определяют параметры воздуха в этой точке: температуру, относительную влажность и энтальпию смеси.

5. Соединяют точку С с точкой П, продолжают полученную линию до пересечения с линией насыщения и определяют температуру предельного состояния воздуха в точке пересечения. Она не должна быть ниже средней температуры поверхности теплообменника фэнкойла:

$$t_f = t_{хв} + (1,5 \div 3). \quad (65)$$

где $t_{хв}$ — начальная температура холодной воды, поступающей в теплообменник фэнкойла, °С.

6. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение смеси необработанного наружного и рециркуляционного воздуха в фэнкойле, кВт:

$$Q_{xi}^м = 0,278(G_{реци} + G_{ni})(i_c - i_n) \quad (66)$$

где i_c , i_n — энтальпия смеси воздуха до и после охлаждения в фэнкойле, кДж/кг.

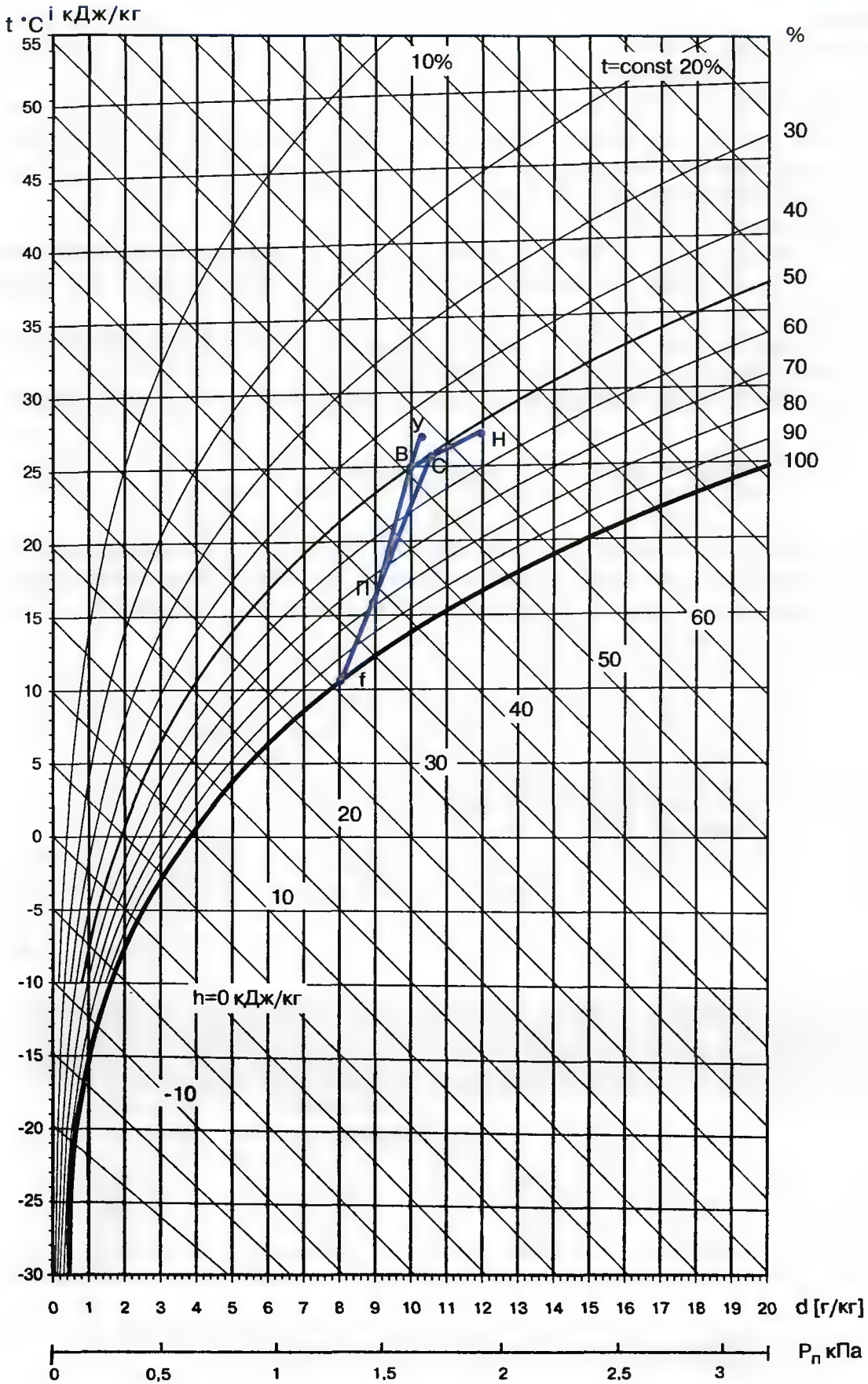


Рис. 3.15. Процессы изменения состояния воздуха при смешении наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработки смеси в фэнкойле для теплого периода

Пример 5.

Исходные данные:

г. Ялта

Теплый период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = 28,5^{\circ}\text{C}$ и энтальпия $i_n = 62,5$ кДж/кг; параметры внутреннего воздуха: $t_e = 23^{\circ}\text{C}$ и $\phi_e = 55\%$; избытки явной теплоты $Q^{\text{я}}_n = 2572$ Вт; количество влаги $W^n = 540$ г/кг ; схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура приточного воздуха $t^{\text{м}}_{np} = 15^{\circ}\text{C}$, температура удаляемого воздуха $t_{yd} = 25^{\circ}\text{C}$; расход наружного воздуха $G_n = 360$ кг/час.

- 1. Построение начинают с нанесения на I-d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного (t_n и i_n) и внутреннего воздуха (t_e , ϕ_e) (рис. 3.16)
- 2. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\epsilon^n = \frac{3,6Q^{\text{я}}_n + 2,54W^n}{W^n} = \frac{3,6 \cdot 2572 + 2,54 \cdot 540}{540} = 19,7 \text{ кДж/г}$$

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т.П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t^{\text{м}}_{np} = 15^{\circ}\text{C}$, т.У (тоже и изотермы $t_{yd} = 25^{\circ}\text{C}$).

Определяют расход рециркуляционного воздуха, кг/час:

$$G_{\text{rec}} = \frac{3,6Q^{\text{я}}_n}{c_e(t_{yd} - t^{\text{м}}_{np})} - G_n = \frac{3,6 \cdot 2572}{1,005 \cdot (25 - 15)} - 360 = 561 \text{ кг/час.}$$

Требуемый расход смеси воздуха через фэнкойл 921 кг/час.

Принимают фэнкойл CLIVET F 5 3R

Таблица, составленная по данным каталога CLIVET, для фэнкойла F 5 3R при температуре внутреннего воздуха 24°C и относительной влажности 50% и параметрах воды 7–12 $^{\circ}\text{C}$.

Таблица 3.18

Производительность		Расход воздуха, кг/час	Максимальная ассимиляционная разность	
по полной теплоте, Вт	по явной теплоте, Вт		энтальпий воздуха, кДж/кг	температуры воздуха, $^{\circ}\text{C}$
4000	3300	1020	14,1	11,6
3600	2900	876	14,8	11,86
2100	2100	648	11,65	11,6

- 3. Выбирают максимальную скорость вращения вентилятора фэнкойла. Вычисляют влагосодержание смеси наружного и рециркуляционного воздуха:

$$d_{\text{см}} = \frac{G_n d_n + G_{\text{rec}} d_e}{G_n + G_{\text{rec}}} = \frac{360 \cdot 13,2 + 660 \cdot 9,8}{1020} = 11 \text{ г/кг.}$$

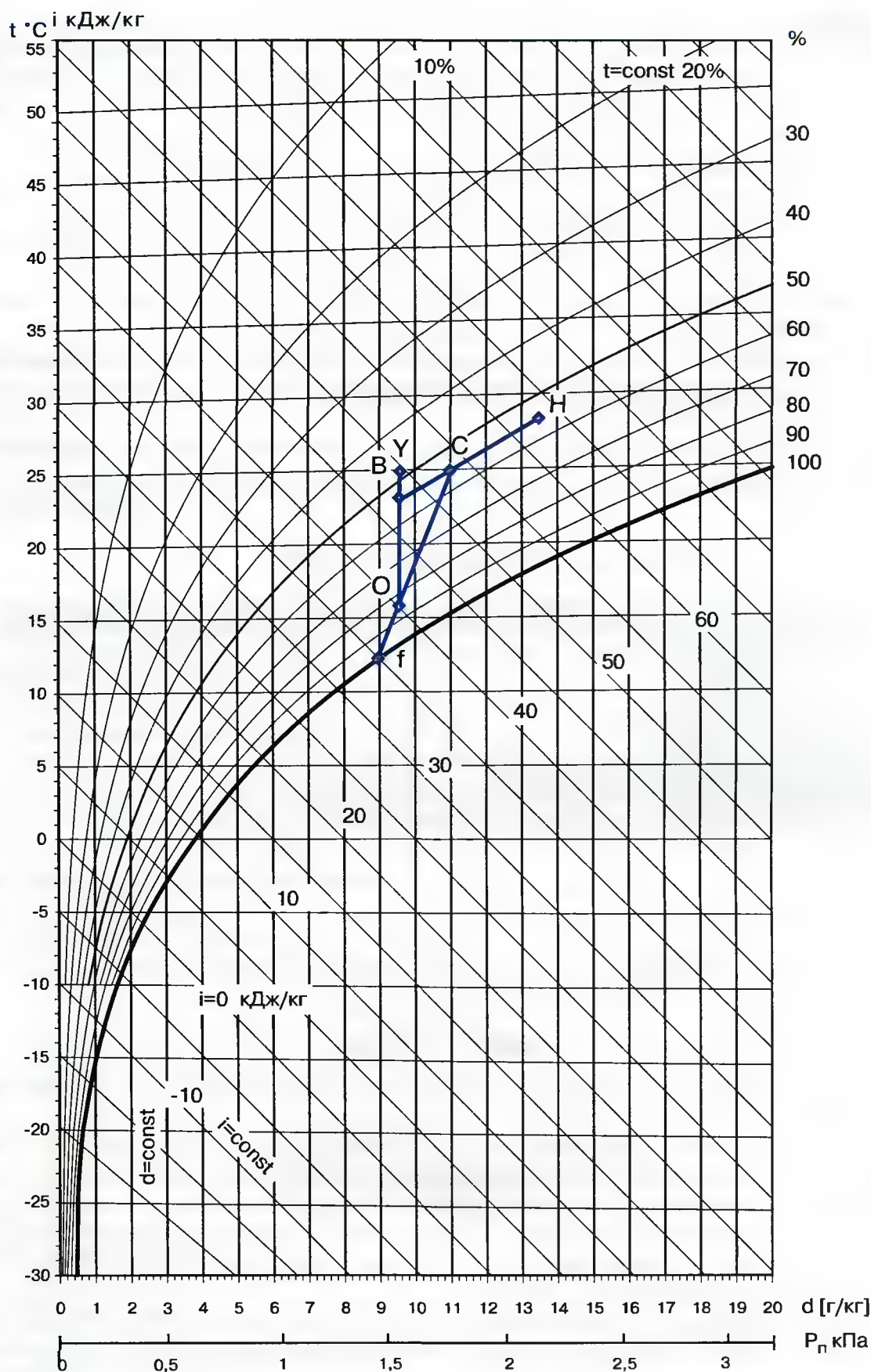


Рис. 3.16. Пример 5. Теплый период. Смешение наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработка смеси в фэнкойле

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении полученной линии с $d_{см} = 11$ г/кг получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным. Определяют параметры воздуха в точке С: энтальпия $i_c = 53,2$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_c = 56\%$, температура $t_c = 24,9^\circ\text{C}$.

Уточняют параметры приточного воздуха на выходе из фэнкойла:

$$t_{пр}^м = t_{yd} - \frac{3,6Q_{изб}}{c_v(G_n + G_{рец})} = 25 - \frac{3,6 \cdot 2572}{1,005 \cdot (360 + 660)} = 16^\circ\text{C}.$$

Определяют параметры воздуха в точке П: энтальпия $i_n = 40,0$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_n = 83\%$, влагосодержание $d_n = 9,4$ г/кг.

5. Соединяют точку С с точкой П, продолжают полученную линию до пересечения с линией насыщения и определяют температуру предельного состояния воздуха в точке пересечения $t_f = 12,2^\circ\text{C}$.

Результаты построения отражены на рис. 3.16, параметры точек состояния воздуха приведены в таблице 3.19.

Таблица 3.19

Параметры точек состояния воздуха

		Н	В	С	П	У	Ф
Температура t	$^\circ\text{C}$	28,5	23,0	24,9	16,0	25,0	12,7
Отн. влажность ϕ	%	54%	55%	56%	83%	49%	100%
Влагосодержание d	г/кг	13,2	9,7	11,0	9,4	9,7	9,2
Энтальпия i	кДж/кг	62,5	47,8	53,2	40,0	50,0	36,0
Плотность ρ	кг/м ³	1,16	1,18	1,17	1,21	1,17	1,22
Температура мокрого термометра t_m	$^\circ\text{C}$	21,4	16,9	18,7	14,2	17,7	12,7

6. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение смеси необработанного наружного и рециркуляционного воздуха в фэнкойле, кВт

$$Q_{хл}^м = 0,278(G_{рец} + G_n)(i_c - i_n) = 0,278 \cdot 1020(53,2 - 40) = 3743 \text{ Вт}$$

Холодный период года

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в водовоздушной СКВ являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_v и относительная влажность ϕ_v для холодного периода года, количество избыточной явной теплоты $Q_{я}^х$ (при недостатке теплоты в помещении со знаком «—»), количество влаги $W^х$ для холодного периода, схема организации воздухообмена, расходы воздуха, определенные при расчете для летнего периода года $G_{ф}^{макс}$, G_n , типоразмер и тип теплообменника фэнкойла.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты в местных агрегатах.

1. Построение начинают с нанесения на $i - d$ диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года (рис. 3. 17).

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле

$$\epsilon^3 = (3,6 Q_{\text{я}}^3 + 2,54 W^3) / W^3, \quad (67)$$

На I — d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Определяют влагосодержание смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным:

$$d_{\text{см}} = \frac{G_{\text{н}} d_{\text{н}} + G_{\text{рец}} d_{\text{в}}}{G_{\text{н}} + G_{\text{рец}}} \quad (68)$$

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении линии с $d_{\text{см}} = \text{const}$ получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха и рециркуляционного.

Определяют параметры воздуха в этой точке: температуру $t_{\text{с}}$ и энтальпию $i_{\text{с}}$.

4. Определяют требуемую температуру приточного воздуха на выходе из фэнкойла:

$$t_{\text{пр}}^{\text{м}} = t_{\text{в}} - \frac{3,6 \cdot Q_{\text{изб}}^{\text{я}}}{c_{\text{в}} (G_{\text{н}} + G_{\text{рец}})}. \quad (69)$$

Пересечение луча процесса изменения состояния воздуха в помещении с изотермой $t_{\text{пр}}^{\text{м}} = \text{const}$ дает условную точку П, характеризующую требуемое состояние воздуха, поступающего в помещение.

Определяют параметры воздуха в точке П: энтальпия $i_{\text{п}}$, относительная влажность воздуха $\phi_{\text{п}}$, влагосодержание $d_{\text{п}}$.

5. Пересечение линии $d_{\text{см}} = \text{const}$ с изотермой $t_{\text{пр}}^{\text{м}} = \text{const}$ (процесс увлажнения воздуха паром) дает точку К, характеризующую состояние смеси после нагревания в теплообменнике фэнкойла. Определяют параметры воздуха в этой точке: температуру и энтальпию $t_{\text{пр}}^{\text{м}}$, $i_{\text{пр}}^{\text{м}}$.

С учетом работы пароувлажнителя КВ — реальный процесс изменения состояния воздуха в помещении.

6. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{\text{ми}}^{\text{м}} = 0,278 c_{\text{в}} (G_{\text{рец}} + G_{\text{н}}) (t_{\text{пр}}^{\text{м}} - t_{\text{с}}), \quad (70)$$

7. Для поддержания требуемого значения относительной влажности в помещении в холодный период внутренний воздух необходимо увлажнять. Производительность пароувлажнителя, кг/час, определяют по формуле:

$$W = (G_{\text{н}} + G_{\text{рец}}) (d_{\text{п}} - d_{\text{с}}). \quad (71)$$

Пример 6

Исходные данные:

г. Ялта

Холодный период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_{\text{н}} = -6^{\circ}\text{C}$ и энтальпия $i_{\text{н}} = -2,5$ кДж/кг; параметры внутреннего воздуха: $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$ и $\phi_{\text{в}} = 30\%$;

избытки явной теплоты $Q_{\text{я}}^{\text{х}} = +1034$ Вт;

количество влаги $W^{\text{н}} = 375$ г/кг ;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_{\text{у}} = 20^{\circ}\text{C}$;

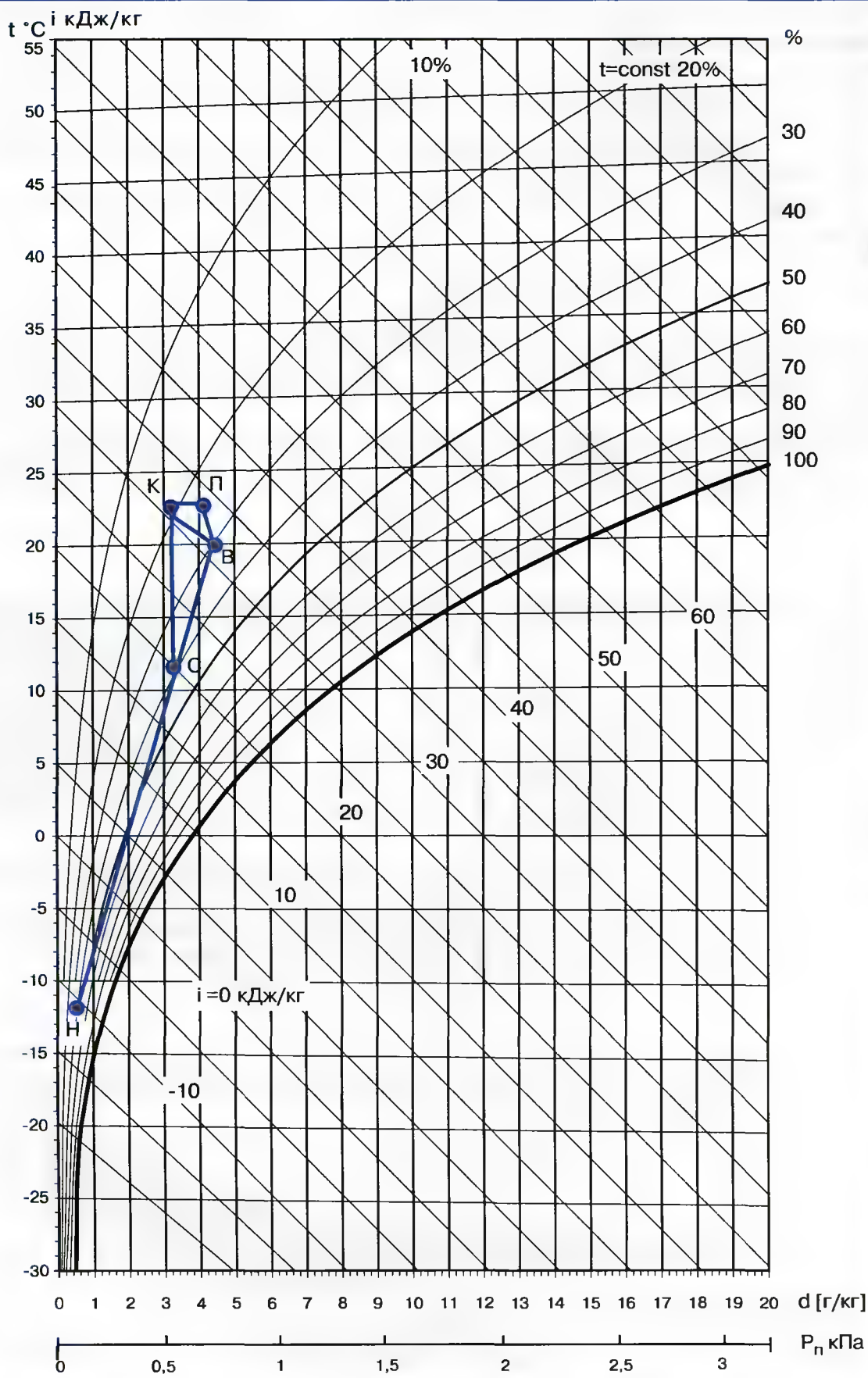


Рис. 3.17. Процессы изменения состояния воздуха при смешении наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработки смеси в фэнкойле для холодного периода

расход наружного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования воздуха в помещение $G_n = 360$ кг/час. Схема тепло-холодоснабжения двухтрубная, типоразмер фэнкойла CLIVET F5 3R, теплообменник трехрядный, расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора $G_{\phi}^{max} = 1020$ кг/час.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года (рис. 3.18.)

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле:

$$\epsilon^3 = \frac{3,6Q_{\text{я}}^3 + 2,54W^3}{W^3} = \frac{3,6 \cdot 1034 + 2,54 \cdot 375}{375} = 12,5 \text{ кДж/г}$$

На I-d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Определяют влагосодержание смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным:

$$d_{см} = \frac{G_n d_n + G_{\text{рец}} d_v}{G_n + G_{\text{рец}}} = \frac{360 \cdot 1,4 + 660 \cdot 4,4}{1020} = 3,3 \text{ г/кг.}$$

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении линии с $d_{см} = 3,3$ г/кг получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха и рециркуляционного.

Определяют параметры воздуха в точке С: энтальпия $i_c = 19,4$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_c = 41\%$, температура $t_c = 11,0^{\circ}\text{C}$.

2. Определяют требуемую температуру приточного воздуха на выходе из фэнкойла:

$$t_{np}^m = t_v - \frac{3,6 \cdot Q_{\text{изб}}}{c_v (G_n + G_{\text{рец}})} = 20 - \frac{3,6 \cdot 1034}{1,005 \cdot 1020} = 16,4^{\circ}\text{C}$$

4. Пересечение луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\epsilon^3 = 12,5$ кДж/кг с изотермой $t_{np}^m = 16,4^{\circ}\text{C}$ дает точку П, характеризующую состояние смеси после нагревания в теплообменнике фэнкойла.

Определяют параметры воздуха в точке П: энтальпия $i_n = 24,9$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_n = 29\%$, влагосодержание $d_n = 3,3$ г/кг.

5. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{mi}^m = 0,278 c_v (G_{\text{реци}} + G_n) (t_{np}^m - t_c) = 0,278 \cdot 1020 \cdot 1,005 (16,4 - 11,0) = 1567,3 \text{ Вт}$$

Таблица 3.20

Параметры точек состояния воздуха

		Н	В	С	П	П'
Температура t	°C	-6,0	20,0	11,0	16,4	16,4
Отн. влажность φ	%	63%	30%	41%	29%	35%
Влагосодержание d	г/кг	1,4	4,4	3,3	3,3	4,1
Энтальпия i	кДж/кг	-2,5	31,2	19,4	24,9	26,9
Плотность ρ	кг/м3	1,32	1,20	1,24	1,21	1,21
Температура мокрого термометра tm	°C	-17,4	10,8	5,4	8,0	8,9

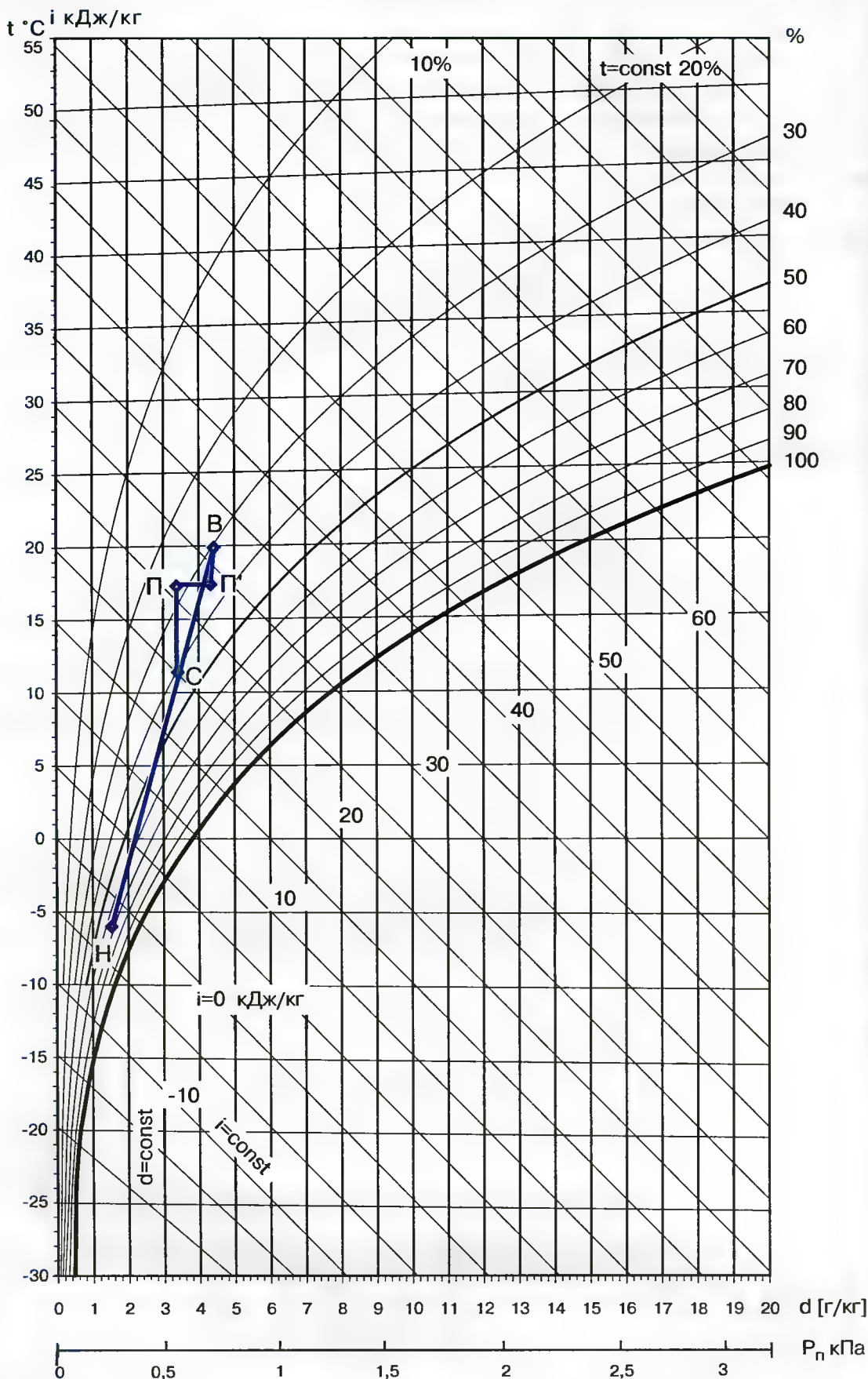


Рис. 3.18. Пример 6. Холодный период. Смешение наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработка смеси в фэнкойле при максимальной скорости вращения вентилятора

Таблица, составленная по данным таблицы каталога CLIVET для фэнкойла F5 3R при параметрах теплоносителя 50—40°С и температуре внутреннего воздуха 20°С.

Таблица 3.21.

Тепло- производительность, Вт	Расход воздуха, кг/час	Конечная температура воздуха, °С
6400	1020	42,5
5700	876	43,3
4500	648	45,0

При максимальной скорости вращения вентилятора теплопроизводительность фэнкойла значительно превышает требуемую. Проверяют теплопроизводительность при минимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла (рис. 3.19).

4. Определяют влагосодержание смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным:

$$d_{см} = \frac{G_n d_n + G_{рец} d_v}{G_n + G_{рец}} = \frac{360 \cdot 1,4 + 288 \cdot 4,4}{648} = 2,7 \text{ г/кг.}$$

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении полученной линии с $d_{см} = 2,7$ кг/г получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха и рециркуляционного.

Определяют параметры воздуха в точке С: энтальпия $i_c = 12,5$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_c = 48\%$, температура $t_c = 5,7^\circ\text{C}$

5. Определяют требуемую температуру приточного воздуха на выходе из фэнкойла:

$$t^м_{пр} = t_v - \frac{3,6 \cdot Q_{рец}}{c_v (G_n + G_{рец})} = 20 - \frac{3,6 \cdot 1034}{1,005 \cdot 648} = 14,3^\circ\text{C}$$

6. Пересечение линии постоянного влагосодержания $d_{см} = 2,7$ г/кг с изотермой $t^м_{пр} = 14,3^\circ\text{C}$ дает точку П, характеризующую состояние смеси после нагревания в теплообменнике фэнкойла. Определяют параметры воздуха в точке П: энтальпия $i_n = 24,8$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_n = 41\%$, влагосодержание $d_n = 4,1^\circ\text{C}$. Пересечение луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\epsilon^3 = 12,5$ кДж/кг с линией постоянной энтальпии $t^м_{пр} = 14,3^\circ\text{C}$ дает точку П¹, характеризующую условное состояние приточного воздуха с учетом работы пароувлажнителя в помещении.

Таблица 3.22

Параметры точек состояния воздуха

		Н	В	С	П	П'
Температура t	°С	-6,0	20,0	5,7	14,3	14,3
Отн. влажность φ	%	63%	30%	48%	27%	41%
Влагосодержание d	г/кг	1,4	4,4	2,7	2,7	4,1
Энтальпия i	кДж/кг	-2,5	31,2	12,5	21,3	24,8
Плотность ρ	кг/м3	1,32	1,20	1,26	1,22	1,22
Температура мокрого термометра tм	°С	-7,4	10,8	1,7	6,3	8,0

5. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в теплообменнике фэнкойла:

$$Q^м_{mi} = 0,278 c_v (G_{рец} + G_{ni}) (t^м_{пр} - t_c) = 0,278 \cdot 648 \cdot 1,005 (14,3 - 5,7) = 1575 \text{ Вт}$$

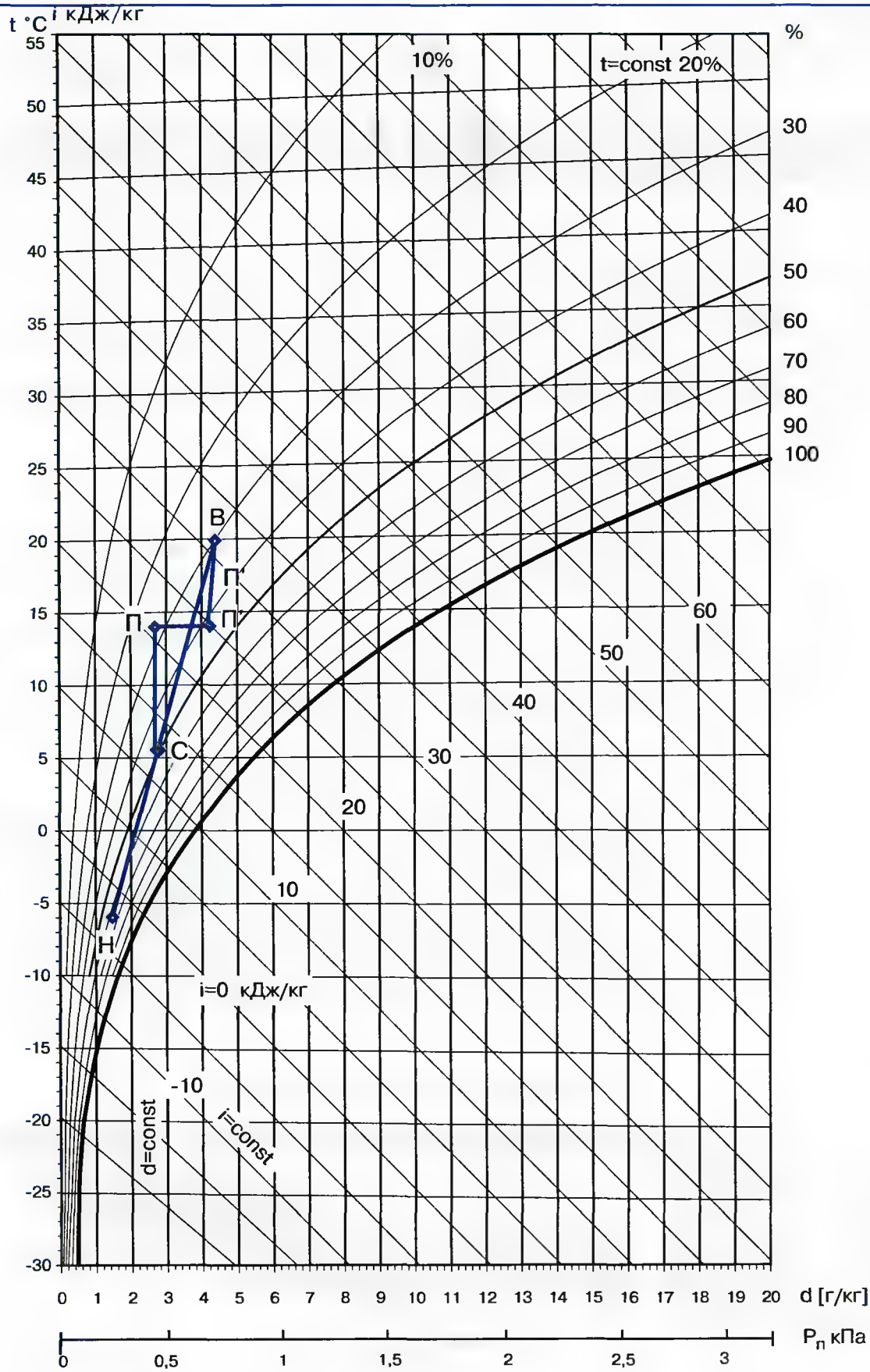


Рис. 3.19. Пример ба. Холодный период. Смещение наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработка смеси в фэнкойле при минимальной скорости вращения вентилятора

Теплопроизводительность при минимальной скорости вращения вентилятора фэнкойла также превышает требуемую. Требуется регулирование теплопроизводительности путем плавного изменения расхода теплоносителя через теплообменник фэнкойла или двухпозиционное регулирование «открыто-закрыто».

6. Для поддержания требуемого значения относительной влажности в помещении в холодный период при такой схеме обработки внутренний воздух необходимо увлажнять. Производительность пароувлажнителя, кг/час, определяют по формуле:

$$W = (G_n + G_{\text{рец}})(d_n - d_c) = 648 \cdot (4,1 - 2,7) = 907,2 \text{ г/час} = 0,91 \text{ кг/час.}$$

Пример 7.

Исходные данные:

г. Москва

Холодный период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = -26^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_n = -25,3 \text{ кДж/кг}$;

параметры внутреннего воздуха: $t_v = 20^\circ\text{C}$ и $\phi_v = 30\%$;

избытки явной теплоты $Q^x_{\text{я}} = -181 \text{ Вт}$;

количество влаги $W^{\text{л}} = 200 \text{ г/кг}$;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_{\text{уд}} = 20^\circ\text{C}$;

расход наружного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования воздуха в помещение $G_n = 360 \text{ кг/час}$. Схема тепло-холодоснабжения двухтрубная, типоразмер фэнкойла CLIVET F4 3R, теплообменник трехрядный, расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора $G^{\text{макс}}_{\phi} = 852 \text{ кг/час}$.

1. Построение начинают с нанесения на $I - d$ диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года (рис. 3.20).

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле

$$\epsilon^3 = (3,6 Q^3_{\text{я}} + 2,54 W^3) / W^3 = \frac{3,6 \cdot (-181) + 2,54 \cdot 200}{200} = -0,72 \text{ кДж/г}$$

На $I - d$ диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Определяют влагосодержание смеси необработанного наружного воздуха с рециркуляционным:

$$d_{\text{см}} = \frac{G_n d_n + G_{\text{рец}} d_v}{G_n + G_{\text{рец}}} = \frac{360 \cdot 0,4 + 492 \cdot 4,4}{852} = 2,7 \text{ г/кг.}$$

Соединяют точку Н с точкой В и на пересечении линии с $d_{\text{см}} = \text{const}$ получают точку С, характеризующую состояние смеси необработанного наружного воздуха и рециркуляционного.

Определяют параметры воздуха в этой точке С: энтальпия $i_c = 7,4 \text{ кДж/кг}$, относительная влажность воздуха $\phi_c = 67\%$, температура $t_c = 0,6^\circ\text{C}$

7. Определяют требуемую температуру приточного воздуха на выходе из фэнкойла:

$$t^{\text{м}}_{\text{пр}} = t_v - \frac{3,6 \cdot Q^{\text{изб}}_{\text{я}}}{c_v (G_n + G_{\text{рец}})} = 20 - \frac{3,6 \cdot (-181)}{1,005 \cdot 852} = 20,8^\circ\text{C}$$

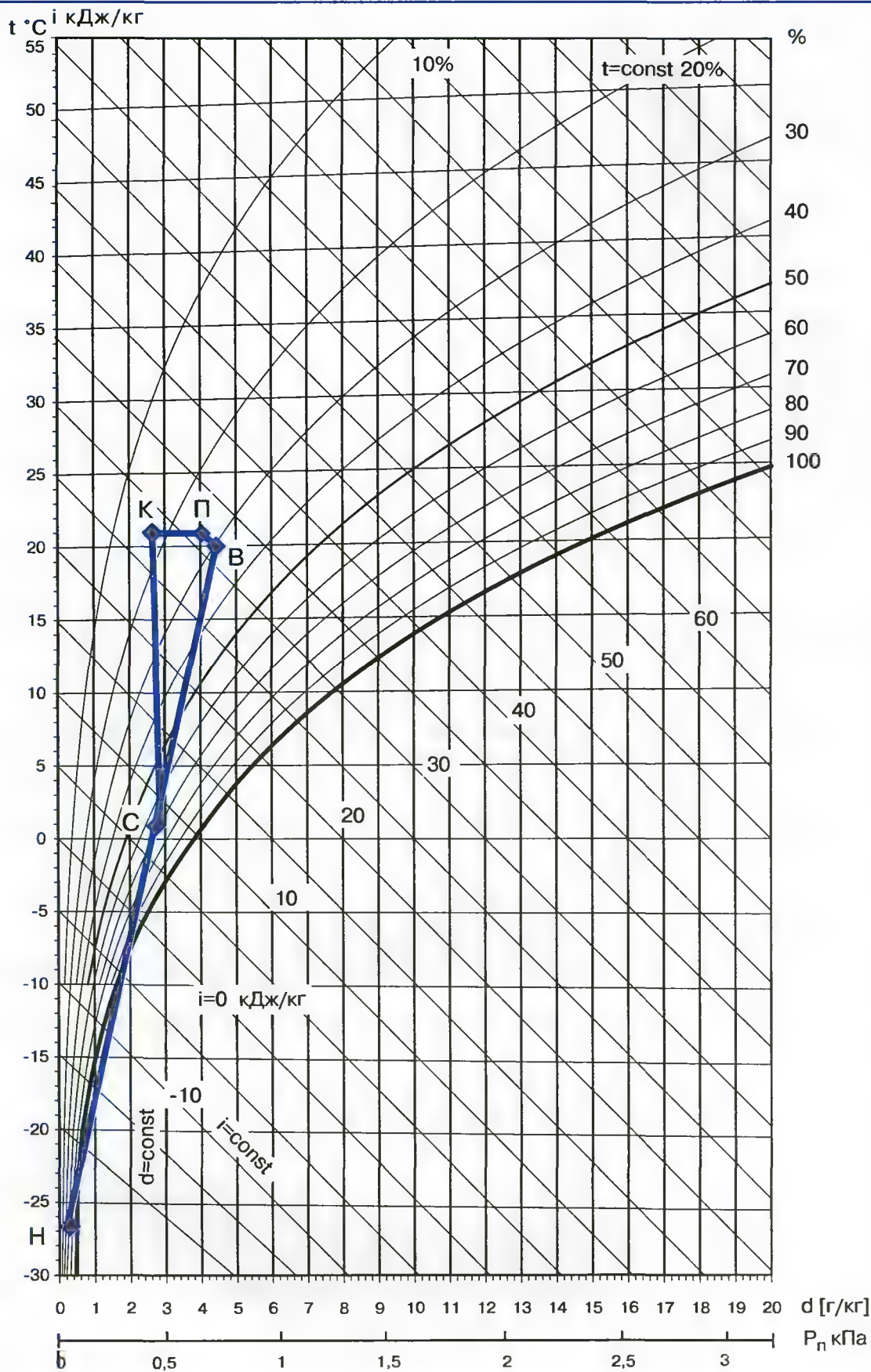


Рис.3.20. Пример 7. Холодный период. Смешение наружного необработанного и рециркуляционного воздуха и обработка смеси в фэнкойле (недостаток теплоты в помещении)

4. Пересечение луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\epsilon^3 = -0,72$ кДж/г с изотермой $t_{np}^M = 20,8^\circ\text{C}$ дает условную точку П, характеризующую требуемое состояние смеси.

Определяют параметры воздуха в точке П: энтальпия $i_{\text{п}} = 31,4$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\phi_{\text{п}} = 26\%$, влагосодержание $d_{\text{п}} = 4,1^\circ\text{C}$.

Таблица 3.23.

Параметры точек состояния воздуха

		Н	В	С	П	К
Температура t	°C	-26,0	20,0	0,6	20,8	20,8
Отн. влажность φ	%	98%	30%	67%	26%	17%
Влагосодержание d	г/кг	0,4	4,4	2,7	4,1	2,7
Энтальпия i	кДж/кг	-25,4	31,5	7,4	31,4	27,9
Плотность ρ	кг/м3	1,40	1,17	1,26	1,17	1,17
Температура мокрого термометра tм	°C	-26,0	10,8	-1,3	10,7	9,2

8. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в теплообменнике фэнкойла:

$$Q_{\text{ти}}^M = 0,278c_v(G_{\text{реци}} + G_{\text{н}})(t_{\text{np}}^M - t_{\text{с}}) = 0,278 \cdot 852 \cdot 1,005(20,8 - 0,6) = 4808 \text{ Вт}$$

Таблица, составленная по данным каталога CLIVET для фэнкойла F4 3R при параметрах теплоносителя 50–40°C и температуре внутреннего воздуха 20°C.

Таблица 3.24

Тепло- производительность, Вт	Расход воздуха, кг/час	Конечная температура воздуха, °C
5600	852	43,5
4500	660	44,4
3500	480	46,1

6. Для поддержания требуемого значения относительной влажности в помещении в холодный период при такой схеме обработки внутренний воздух необходимо увлажнять. Производительность пароувлажнителя, кг/час, определяют по формуле:

$$W = (G_{\text{н}} + G_{\text{реци}})(d_{\text{п}} - d_{\text{с}}) = 852 \cdot (4,1 - 2,7) = 1192,8 \text{ г/час} = 1,2 \text{ кг/час.}$$

Построение на I—d диаграмме процессов изменения состояния воздуха в водо-воздушной СКВ со смешением наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в смесительной камере фэнкойла и обработкой смеси в фэнкойле

Теплый период года

Исходными данными для построения являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_v и относительная влажность ϕ_v , избыточное количество явной $Q_{я}^n$ и полной теплоты Q_n^n , количество влаги W^n , схема организации воздухообмена, температура приточного t_n и удаляемого воздуха t_{yd} , расход наружного воздуха G_n . Построение следует выполнять для характерных помещений.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы холода при соответствующих нагрузках на центральную систему и местные агрегаты.

1. Построение начинают с нанесения на I—d диаграмму точки Н, характеризующей состояние наружного (t_n и i_n) воздуха. Положение точки внутреннего воздуха В определяют в ходе построения (рис. 3. 21)

2. На линии насыщения $\phi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при «мокроем» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера (средняя температура поверхности воздухоохладителя) при температуре $t_f = t_{xв} + (3 \div 5)$.

Соединяют полученную точку с точкой Н, характеризующей состояние наружного воздуха, и на этой линии находят точку О, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха, определив предварительно значение конечной относительной влажности воздуха для этой точки согласно рекомендациям Кокорина О.Я. Определяют значение влагосодержания воздуха $d_{о\min}$ в точке конечного состояния воздуха.

3. Из точки О проводят линию постоянного влагосодержания $d_{о\min} = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_o^1 = t_o + 1^\circ\text{C}$. Отрезок О — О¹ учитывает подогрев воздуха в вентилляторе за счет перехода механической энергии в тепловую.

4. Положение точки внутреннего воздуха В определяют следующим образом: из уравнения баланса по влаге для помещения определяют влагосодержание внутреннего воздуха:

$$d_v = d_{о\min} + \frac{W}{G_n}, \quad (72)$$

наносят точку В на диаграмму по двум параметрам: температуре и влагосодержанию.

5. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\varepsilon^n = (3,6 Q_{я}^n + 2,54 W^n) / W^n. \quad (73)$$

6. По значению t_n определяют положение точки П, характеризующей состояние приточного воздуха на выходе из фэнкойла, на линии процесса в помещении и параметры воздуха в этой точке: влагосодержание d_{np}^M и энтальпию i_{np}^M .

7. Определяют расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха через фэнкойл, кг/час:

$$G_{см} = \frac{3,6 \cdot Q_{я}^v}{c_v(t_{yd} - t_{np}^M)}. \quad (74)$$

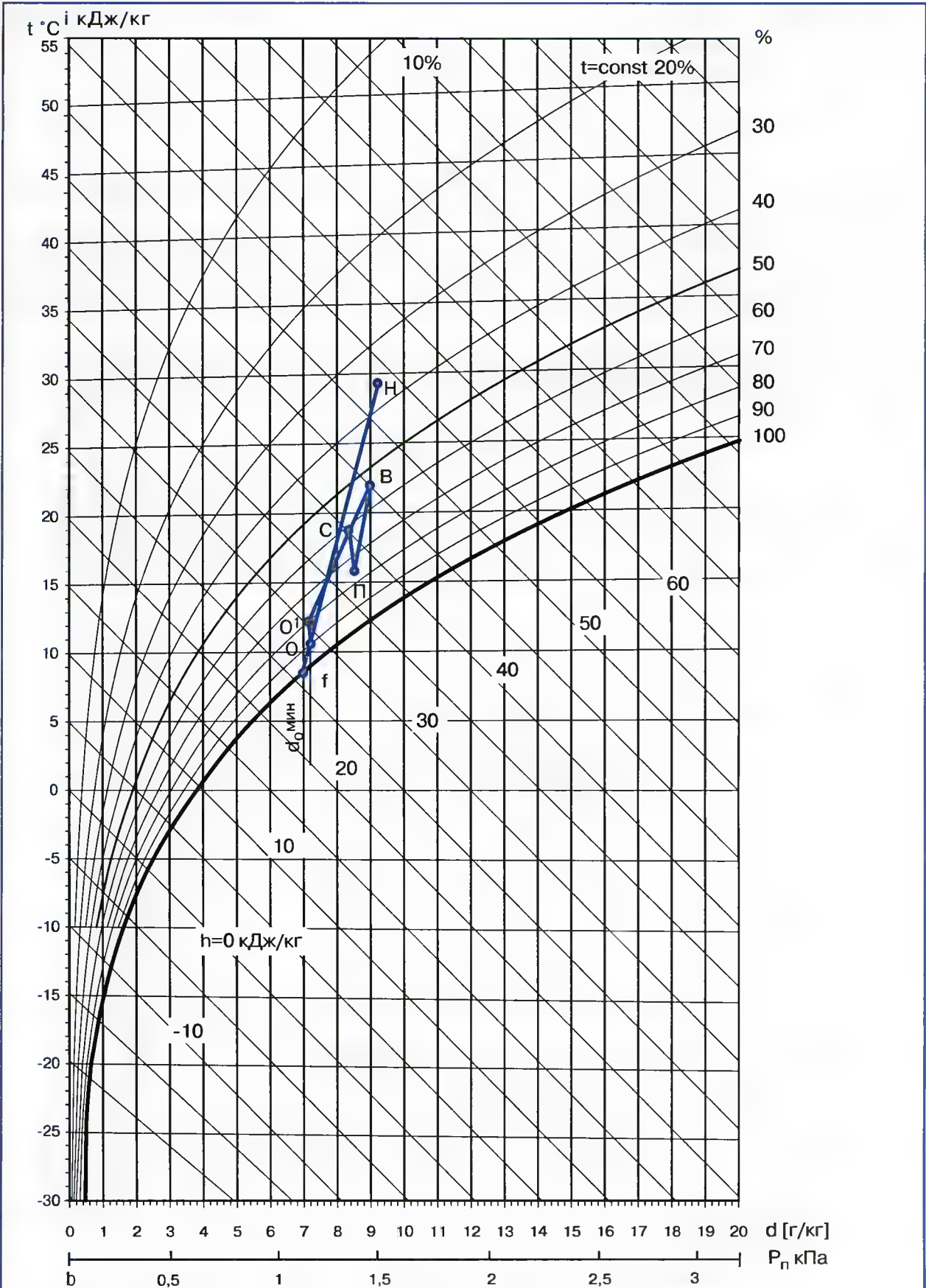


Рис. 3.21. Процессы изменения состояния воздуха при смешении наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в фэнкойле и обработке смеси в фэнкойле для теплого периода

8. Подбирают фэнкойл, определяют фактический расход воздуха через фэнкойл при максимальной скорости вращения вентилятора G_{ϕ}^{max} и требуемую температуру воздуха после охлаждения в фэнкойле:

$$t_{np}^m = t_a - \frac{3,6 \cdot Q_{изб\ я}}{c_a G_{\phi}^{max}} \quad (75)$$

Уточняют положение точки П и определяют параметры воздуха в этой точке: влажосодержание, энтальпию и относительную влажность.

9. Соединяют т. О¹ с точкой В, на пересечении этой линии с линией постоянного влажосодержания воздуха $d_{np}^m = const$ получают точку С, характеризующую состояние смеси обработанного наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха.

10. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение смеси наружного и рециркуляционного воздуха в фэнкойле для конкретного помещения, кВт:

$$Q_{xi}^m = 0,278 G_{\phi} (i_c - i_{np}^m), \quad (76)$$

где i_c, i_{np}^m — энтальпия смеси воздуха на входе и выходе из фэнкойла, кДж/кг.

11. На основе построения вычисляют удельный расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, расход холода для конкретного помещения и общий расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, кВт:

$$q_x^u = 0,278 (i_n - i_o), \quad (77)$$

$$Q_{xi}^u = 0,278 G_{ni} (i_n - i_o), \quad (78)$$

$$Q_x^u = 0,278 G_n (i_n - i_o), \quad (79)$$

где i_n, i_o — энтальпия воздуха соответственно наружного и после поверхностного воздухоохладителя центрального кондиционера, кДж/кг,

Пример 8.

Исходные данные:

г. Москва

Теплый период. Параметры наружного воздуха: температура $t_n = 28,5^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_n = 54,0$ кДж/кг;

параметры внутреннего воздуха: $t_a = 23^\circ\text{C}$ и $\phi_a = 50\%$;

избытки явной теплоты $Q_{я}^n = 1800$ Вт;

количество влаги $W^n = 412$ г/кг ;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура приточного воздуха $t_{np}^m = 16^\circ\text{C}$, температура удаляемого воздуха $t_{yd} = 25^\circ\text{C}$, расход наружного воздуха $G_n = 288$ кг/час.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точки Н, характеризующую состояние наружного (t_n и i_n) воздуха. (рис. 3.22.)

2. На линии насыщения $\phi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при «мокроем» охлаждении в поверхностном воздухоохладителе центрального кондиционера (средняя температура поверхности воздухоохладителя) при температуре $t_f = 10^\circ\text{C}$.

Соединяют полученную точку с точкой Н, характеризующей состояние наружного воздуха, и на этой линии находят точку О, характеризующую конечное состояние охлаж-

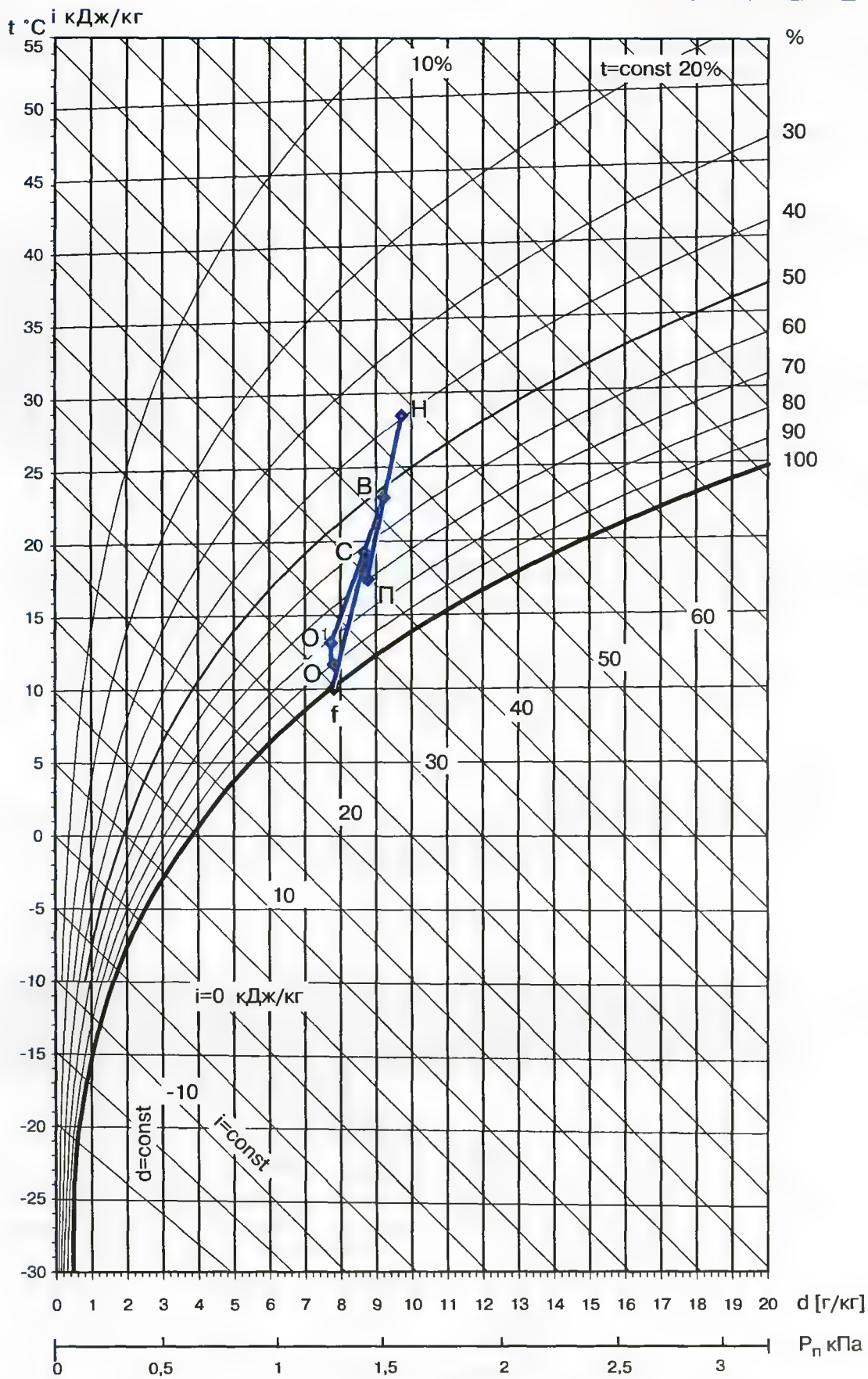


Рис. 3.22.Пример 8. Теплый период. Смешение наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в фэнкойле, обработка смеси в фэнкойле

денного и осушенного воздуха при конечной относительной влажности воздуха $\varphi=92\%$. Определяют значение влагосодержания воздуха $d_{\text{о мин}} = 7,9$ г/кг и температуру $t_0 = 11,6^{\circ}\text{C}$ в точке конечного состояния воздуха.

3. Из т.О проводят линию постоянного влагосодержания $d_{\text{о мин}} = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_{01} = t_0 + 1 = 12,6^{\circ}\text{C}$. Отрезок О — О¹ учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую.

4. Положение точки внутреннего воздуха находят следующим образом:
из уравнения баланса по влаге для помещения влагосодержание внутреннего воздуха:

$$d_{\text{в}} = d_{\text{о мин}} + \frac{W}{G_{\text{в}}} = 7,9 + \frac{412}{288} = 9,33 \text{ г/кг};$$

наносят точку В на диаграмму по двум параметрам: температуре 23°C и влагосодержанию $9,33$ г/кг.

5. Вычисляют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении:

$$\epsilon^n = (3,6 Q_{\text{я}}^n + 2,54 W^n) / W^n = \frac{3,6 \cdot 1800 + 2,54 \cdot 412}{412} = 18,3 \text{ кДж/г}$$

6. Проводят через точку В линию процесса в помещении с угловым коэффициентом ϵ^n .

7. Определяют расход смеси наружного и рециркуляционного воздуха через фэнкойл, кг/час:

$$G_{\text{см}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{я}}^n}{c_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{нр}}^m)} = \frac{3,6 \cdot 1800}{1,005 (25 - 16)} = 716,4 \text{ кг/час.}$$

8. Подбирают фэнкойл F4 2R.
- Таблица, составленная по данным каталога CLIVET для фэнкойла F 4 2R при температуре внутреннего воздуха 24°C и относительной влажности 50% и параметрах $7-12^{\circ}\text{C}$.
- Определяют фактический расход воздуха через фэнкойл при максимальной скорости вращения вентилятора $G_{\text{ф макс}}^{\text{макс}} = 852$ кг/час.

Таблица 3.25

Производительность		Расход воздуха, кг/час	Максимальная ассимиляционная разность	
по полной теплоте, Вт	по явной теплоте, Вт		энтальпий воздуха, кДж/кг	температуры воздуха, °C
2800	2400	852	11,8	10,1
2400	2000	660	13,1	10,85
1400	1400	480	10,5	10,45

Требуемая температура воздуха после охлаждения в фэнкойле:

$$t_{\text{нр}}^m = t_{\text{в}} - \frac{3,6 \cdot Q_{\text{вб}}^{\text{макс}}}{c_{\text{в}} G_{\text{ф макс}}^{\text{макс}}} = 25 - \frac{3,6 \cdot 1800}{1,005 \cdot 852} = 17,4^{\circ}\text{C.}$$

По значению $t_{\text{нр}}^m$ определяют положение точки П, характеризующей состояние приточного воздуха на выходе из фэнкойла, на линии процесса в помещении и параметры воздуха в этой точке: влагосодержание $d_{\text{нр}}^m = 8,9$ г/кг и энтальпию $i_{\text{нр}}^m = 40,1$ кДж/кг.

9. Соединяют т. О¹ с точкой В, на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания воздуха $d_{np}^m = 8,9$ г/кг получают точку С, характеризующую состояние смеси обработанного наружного воздуха в центральном кондиционере и рециркуляционного воздуха.

Таблица 3.26

Параметры точек состояния воздуха

		Н	Ф	О	В	О'	С	П
Температура t	°С	28,5	10,0	11,6	23,0	12,6	19,5	17,4
Отн. влажность φ	%	40%	100%	91%	52%	85%	62%	70%
Влагосодержание d	г/кг	9,9	7,8	7,9	9,3	7,9	8,9	8,9
Энтальпия i	кДж/кг	54,0	29,8	31,6	46,9	32,7	42,3	40,1
Плотность ρ	кг/м ³	1,14	1,21	1,21	1,16	1,20	1,17	1,18
Температура мокрого термометра tm	°С	18,7	10,0	10,8	16,4	11,2	14,8	14,1

10. На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение смеси наружного и рециркуляционного воздуха в фэнкойле для конкретного помещения, кВт.

$$Q_{xi}^M = 0,278 G_{\phi i}^{max} (i_c - i_{np}^M) = 0,278 \cdot 852 (42,3 - 40,1) = 521,1 \text{ Вт}$$

11. На основе построения вычисляют удельный расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, расход холода для конкретного помещения и общий расход холода на охлаждение наружного воздуха в центральном кондиционере, кВт:

$$q_x^u = 0,278 (i_n - i_o) = 0,278 \cdot (54 - 31,6) = 6,22 \text{ кДж}$$

$$Q_{xi}^u = 0,278 G_n (i_n - i_o) = 6,22 \cdot 228 = 1418 \text{ Вт}$$

Холодный период года

Исходными данными для построения процесса обработки воздуха в водо-воздушной СКВ являются:

расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n и энтальпия i_n , внутреннего воздуха: температура t_b и относительная влажность ϕ_b для холодного периода года, количество избыточной явной теплоты Q_x^y (при недостатке теплоты в помещении со знаком «-»), количество влаги W^x для холодного периода, схема организации воздухообмена, расходы воздуха, определенные при расчете для летнего периода года G_{ϕ}^{max} , G_n , типоразмер и тип теплообменника фэнкойла.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему и местные агрегаты, расход влаги.

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года (рис. 3.23).

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле

$$\epsilon^3 = (3,6 Q_y^3 + 2,54 W^3) / W^3.$$

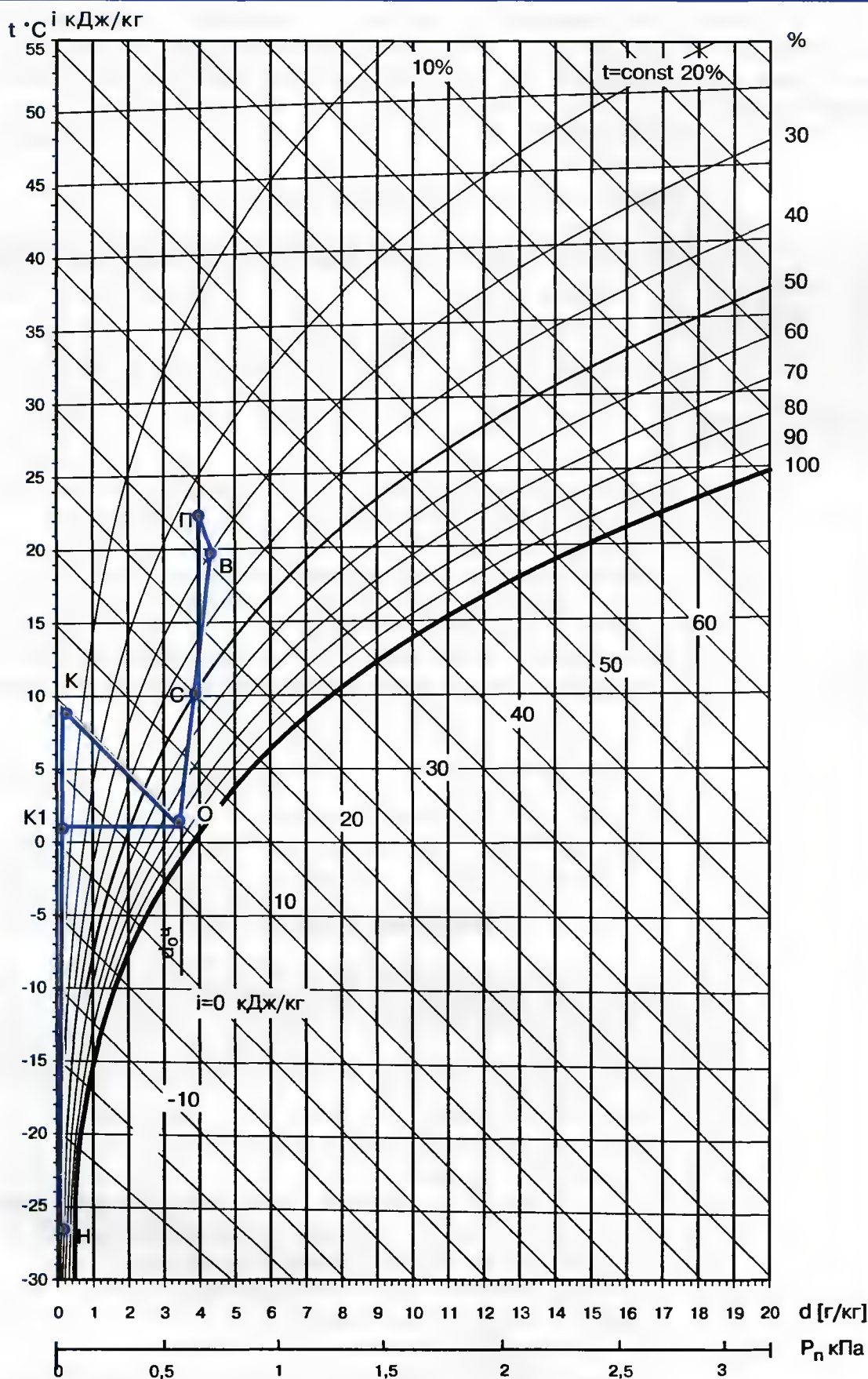


Рис. 3.23. Процессы изменения состояния воздуха при смешении наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в фэнкойле и обработке смеси в фэнкойле для холодного периода

На I-d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха ϵ^3 .

3. Вычисляют температуру приточного воздуха из уравнения теплового баланса по явной теплоте:

$$t_{np}^m = t_{yd} - \frac{3,6 \cdot Q_{изб.я}}{c_a G_{макс.ф}}. \quad (80)$$

По найденному значению t_{np}^m определяют положение точки П, характеризующей состояние воздуха на выходе из фэнкойла, на линии процесса в помещении и влагосодержание воздуха в этой точке d_{np}^m .

4. Определяют влагосодержание воздуха, обработанного в центральном кондиционере d_o^u :

$$d_o^u = \frac{(G_n + G_{pec})d_{np}^m - G_{pec}d_a}{G_n}. \quad (81)$$

При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном канале допускается не учитывать.

5. Через точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха, проводят линию постоянного влагосодержания $d_n = const$. Если применяется такая последовательность обработки: воздух нагревается в воздухонагревателе, затем увлажняется при постоянной энтальпии до $\phi = 90-95\%$, а затем снова нагревается до состояния точки П, то положение точки О определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_o = const$ и $\phi = 90-95\%$, характеризующей состояние воздуха на выходе из камеры орошения. Через точку О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_n = const$ получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру орошения после подогревателя первой ступени.

Если схема обработки воздуха предполагает использование увлажнения воздуха паром, то в этом случае построение следует проводить следующим образом: через точку О проводят линию постоянной температуры до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_n = const$ в точке К, характеризующей состояние воздуха после воздухонагревателя первого подогрева перед камерой парового увлажнения.

6. Через точку П проводят линию и на ее пересечении с линией ОВ получают точку С, характеризующую состояние смеси воздуха.

7. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода для принятой схемы определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе центрального кондиционера:

$$Q_{mi}^* = 0,278 c_a G_n (t_k - t_n), \quad (82)$$

и расход теплоты на нагревание смеси воздуха в фэнкойле:

$$Q_{mi}^* = 0,278 c_a (G_{peci} + G_n) (t_{np}^m - i_c) \quad (83)$$

расход влаги, испаряющейся в оросительной камере или производительность парового увлажнителя:

$$W = (d_o - d_n) G_n, \quad (84)$$

Пример 9.

Исходные данные:

г. Москва

Холодный период.

Параметры наружного воздуха: температура $t_n = -26^\circ\text{C}$ и энтальпия $i_n = -25,3 \text{ кДж/кг}$;

параметры внутреннего воздуха: $t_e = 20^\circ\text{C}$ и $\phi_e = 30\%$;

избытки явной теплоты $Q_{я}^x = -800 \text{ Вт}$;

количество влаги $W^n = 280 \text{ г/кг}$;

схема организации воздухообмена — «сверху-вверх», температура удаляемого воздуха $t_y = 20^\circ\text{C}$;

расход наружного воздуха, подаваемого центральной системой кондиционирования воздуха в помещение $G_n = 288 \text{ кг/час}$. Схема тепло-холодоснабжения двухтрубная, типоразмер фэнкойла CLIVET FO4, теплообменник двуххрядный, расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора $G_{\phi}^{\text{макс}} = 852 \text{ кг/час}$, при средней скорости вращения вентилятора $G_{\phi}^{\text{ср}} = 660 \text{ кг/час}$,

1. Построение начинают с нанесения на I — d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме для холодного периода года.

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении по формуле

$$\epsilon^3 = (3,6 Q_{я}^3 + 2,54 W^3) / W^3 = \frac{3,6 \cdot (-800) + 2,54 \cdot 280}{280} = -7,75 \text{ кДж/г}$$

На I-d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Вычисляют температуру приточного воздуха из уравнения теплового баланса по явной теплоте.

$$t_{np}^m = t_{yd} - \frac{3,6 \cdot Q_{я}^{изб}}{c_e G_{\phi}^{\text{макс}}} = 20 - \frac{3,6 \cdot (-800)}{1,005 \cdot 660} = 24,4^\circ\text{C}.$$

По найденному значению t_{np}^m определяют положение точки П, характеризующей состояние воздуха на выходе из фэнкойла, на линии процесса в помещении и влагосодержание воздуха в этой точке $d_{np}^m = 4,0 \text{ г/кг}$.

4. Определяют влагосодержание воздуха, обработанного в центральном кондиционере d_o :

$$d_o = \frac{(G_n + G_{\text{рец}}) d_{np}^m - G_{\text{рец}} d_e}{G_n} = \frac{660 \cdot 4,0 - 372 \cdot 4,4}{288} = 3,5 \text{ г/кг}.$$

При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном канале допускается не учитывать.

Через точку Н, характеризующую состояние наружного воздуха, проводят линию постоянного влагосодержания $d_n = \text{const}$. Положение точки О определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_o = 3,5 \text{ г/кг}$ и $\phi = 90-95\%$, характеризующей состояние воздуха на выходе из камеры орошения. Через точку О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_n = 3,5 \text{ г/кг}$ получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в камеру орошения после подогревателя первой ступени. Параметры точки К:

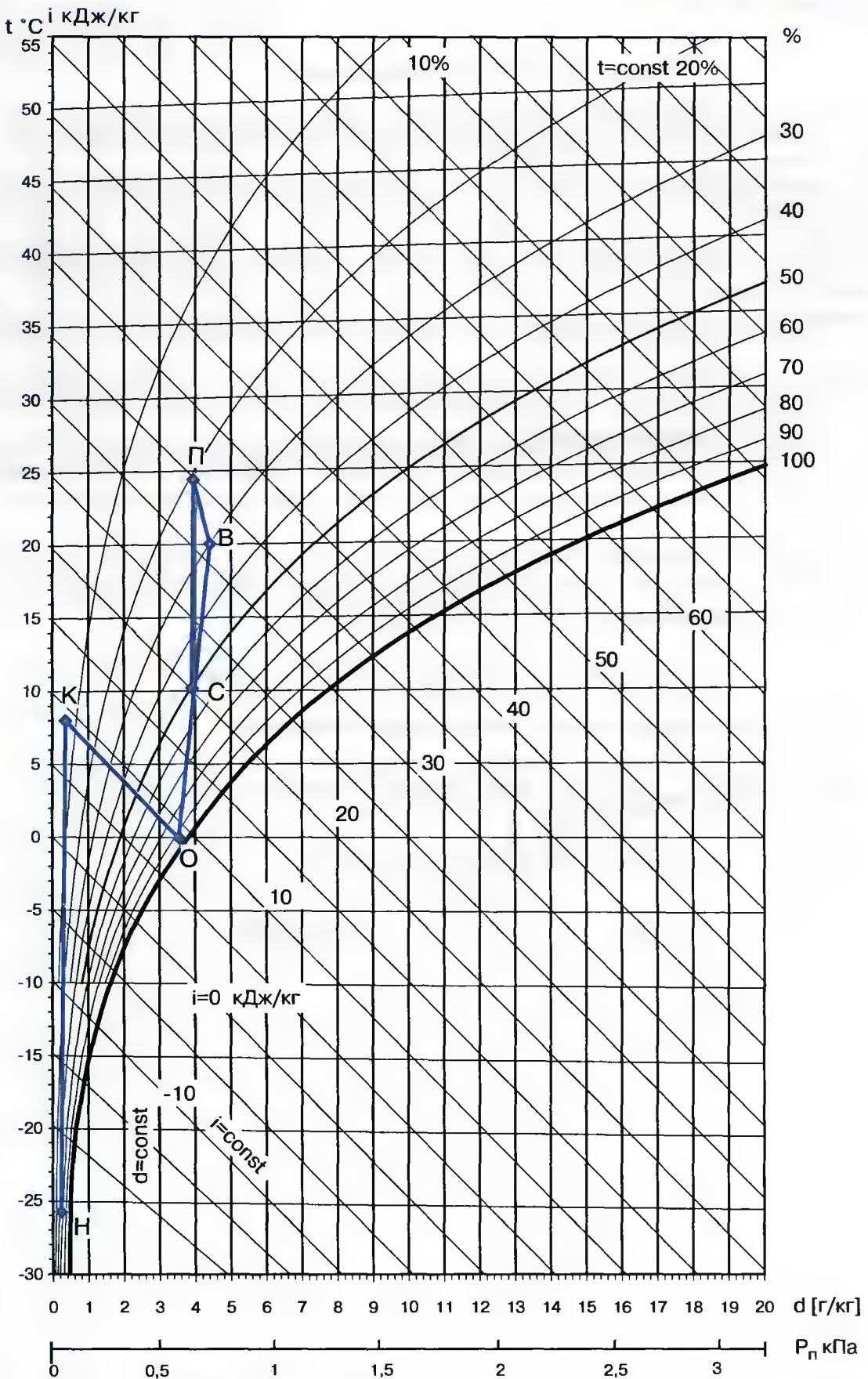


Рис. 3.24. Пример 9. Холодный период. Смешение наружного воздуха, обработанного в центральном кондиционере, и рециркуляционного воздуха в фэнкойле, обработка смеси в фэнкойле

Таблица 3.27.

Параметры точек состояния воздуха

		Н	В	О	П	К	С
Температура t	$^{\circ}\text{C}$	-26,0	20,0	0,2	24,4	7,9	10,3
Отн. влажность φ	%	98%	30%	90%	21%	6%	51%
Влагосодержание d	г/кг	0,4	4,4	3,5	4,0	0,4	4,0
Энтальпия i	кДж/кг	-25,4	31,5	9,0	34,8	9,0	20,5
Плотность ρ	кг/м ³	1,40	1,17	1,26	1,16	1,23	1,21
Температура мокрого термометра t_m	$^{\circ}\text{C}$	-26,0	10,8	-0,4	12,1	-0,4	5,8

энтальпия $i_k = 9,0$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\varphi_k = 6\%$, влагосодержание $d_k = 0,4$ г/кг.

Через точку П проводят линию $d_n = \text{const}$ и на ее пересечении с линией ОВ получают точку С, характеризующую состояние смеси воздуха, параметры точки С: энтальпия $i_n = 20,5$ кДж/кг, относительная влажность воздуха $\varphi_c = 51\%$, температура $t_c = 10,3^{\circ}\text{C}$.

5. На основе построения процесса обработки воздуха для холодного периода для принятой схемы определяют расходы теплоты на нагревание воздуха в воздухонагревателе центрального кондиционера:

$$Q_{mi}^* = 0,278c_g G_n (t_k - t_n) = 0,278 \cdot 1,005 \cdot G_n (7,9 + 26) = 9,47 G_n$$

и расход теплоты на нагревание смеси воздуха в фэнкойле:

$$Q_{mi}^* = 0,278c_g (G_{\text{реци}} + G_{\text{ни}}) (t_{\text{нр}}^* - i_c) = 0,278 \cdot 660 \cdot 1,005 (24,4 - 10,3) = 2600 \text{ Вт.}$$

расход влаги, испаряющейся в оросительной камере:

$$W = (d_o - d_n) G_n = G_n (3,5 - 0,4) = 3,1 G_n \text{ г/час}$$

РАЗДЕЛ IV



Фэнкойлы CLIVET

Устройство. Принцип работы	120
Фэнкойлы CLIVET	124
Фэнкойлы F	124
Фэнкойлы ELFO	127
Кассетный фэнкойл PCC VA	129
Горизонтальный фэнкойл для скрытого монтажа типа CFD	132
Фэнкойлы большой мощности вертикальной CFI и горизонтальной CF установки	134
Выбор типоразмера фэнкойла	136
Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке	141
Управление работой фэнкойла	144
Расчет и подбор регулирующего клапана	151

Устройство. Принцип работы

Местный агрегат водовоздушной системы кондиционирования воздуха, применяемый для охлаждения или нагрева воздуха со встроенным вентилятором, называется по-разному: вентиляторным доводчиком, кондиционером-доводчиком, фэнкойлом. В основу его работы положены основные принципы кондиционирования воздуха: поддержание заданной температуры и относительной влажности воздуха в помещении, осуществление движения нагретого или охлажденного воздуха, обеспечение качества воздуха в помещении (фильтрация и обработка наружного воздуха). Агрегат включает в себя основные элементы (рис.4.1): поверхностный теплообменник, фильтр для очистки воздуха от пыли и вентиляционный агрегат, обеспечивающий движение воздуха через фильтр и теплообменник.

Теплообменник

Теплообменники изготовлены из бесшовных медных труб с оребрением из алюминиевых пластин, насаженных механическим способом на трубы. Теплообменники опрессованы при давлении 3000 кПа (30 бар) и предназначены для работы при давлении 1600 кПа (16 бар).

Фэнкойлы могут иметь один теплообменник (один контур) или два (два контура). Каждый теплообменник оснащен коллектором с вентилем для выпуска воздуха, расположенным в самой высокой точке, и патрубком для спуска воды, расположенным в самой низкой точке теплообменника.

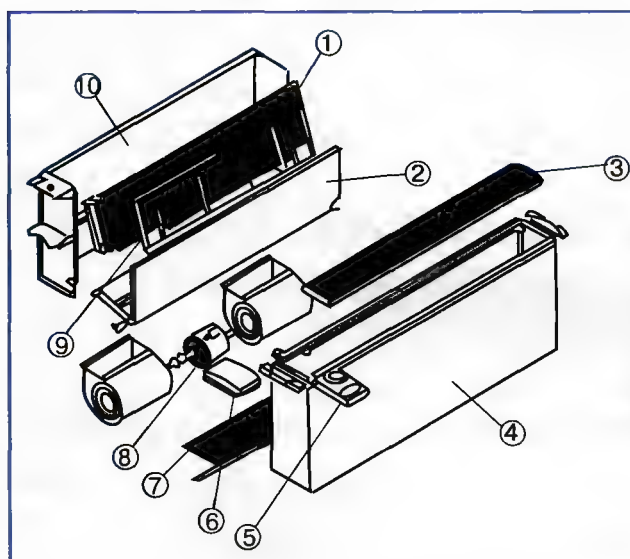


Рис. 4.1. Устройство фэнкойла:

- 1 — теплообменник;
- 2 — дренажный поддон; 3 — решетка для выпуска воздуха; 4 — декоративный корпус; 5 — панель управления; 6 — блок управления; 7 — сетчатый фильтр;
- 8 — электродвигатель с вентиляторами;
- 9 — электронагреватель; 10 — внутренний корпус

Фильтр

Фильтр для очистки воздуха предотвращает загрязнение поверхности теплообменника пылью, волокнами, защищает вентилятор и электродвигатель, уменьшает уровень загрязнения в замкнутом кондиционируемом пространстве помещения.

Вентиляционный агрегат

Вентиляционный агрегат состоит из одного или нескольких вентиляторов, чаще центробежных, реже диаметральных, с электродвигателем. Перспективным является использование диаметральных вентиляторов в фэнкойлах, при работе которых создается значительно меньший уровень звуковой мощности, чем при работе центробежных.

Кроме основных элементов, которые могут быть помещены в корпус или размещаться открыто, имеются поддон для сбора конденсата, решетки на заборе и выпуске воздуха, регулирующий и запорный клапаны на трубопроводах, блок и пульт управления фэнкойлом, электронагреватель, каркас, к которому крепятся все элементы.

Поддон для сбора конденсата

При охлаждении воздуха до температуры ниже температуры точки росы воздуха помещения, на поверхности теплообменника происходит конденсация водяных паров, для сбора и отвода конденсата служит поддон.

Регулирующая и запорная арматура

Подсоединение трубопроводов к теплообменнику осуществляется через патрубки с внутренней резьбой, обычно расположенные на правой стороне агрегата, между патрубками и теплообменником устанавливаются регулирующий и запорный клапаны.

Блок управления

Для автоматического поддержания заданной температуры воздуха в помещении фэнкойл оборудуют блоком управления и пультом управления. Последний может размещаться на фэнкойле или на стене в данном помещении, может быть проводным или беспроводным. Управление группами фэнкойлов может осуществляться из центрального пункта управления инженерными системами здания

Электронагреватель

Фэнкойлы с одним теплообменником могут дополнительно комплектоваться электронагревателем. Электронагреватель применяют в двухтрубных системах тепло-холодоснабжения с переключением режимов, чтобы сгладить недостатки последних в период, когда для большинства помещений необходимо подавать холодную воду, а в отдельных помещениях требуется отопление. В эти помещения холодная вода не подается и рециркуляционный воздух нагревается в электронагревателе фэнкойла. Электронагреватель работает короткий промежуток времени в зависимости от нагрузки в помещении, до тех пор, пока для всех помещений не понадобится подавать горячую воду, и вся система не будет переключена в режим отопления. Применение электронагревателей позволяет улучшить условия комфорта во всех помещениях в переходный период. Использование электронагревателей в двухтрубных системах для обеспечения полной тепловой нагрузки в холодное время года является энергозатратным способом отопления и не рекомендуется, возможно только при незначительной отопительной нагрузке в районах с мягким климатом, при отсутствии источника теплоты.

Фэнкойлы с функцией смешения обработанного или необработанного наружного воздуха имеют смесительную камеру с клапаном, изменяющим соотношение наружного и рециркуляционного воздуха в смеси (рис.4.2). Вариант исполнения с забором наружного воздуха непосредственно через отверстие в стене не рекомендуется использовать при значительных скоростях ветра, наблюдаемых в данной местности, так как изменяющееся давление на поверхности здания при действии на него ветра не позволит точно отрегулировать необходимое соотношение количества наружного и рециркуляционного воздуха в смеси. Кроме того необходимы специальные мероприятия для защиты теплообменника от замерзания, в том числе и более сложное управление фэнкойлом.

В фэнкойле рециркуляционный воздух помещения или его смесь с наружным воздухом очищается в фильтре, охлаждается или нагревается в поверхностном теплообменнике

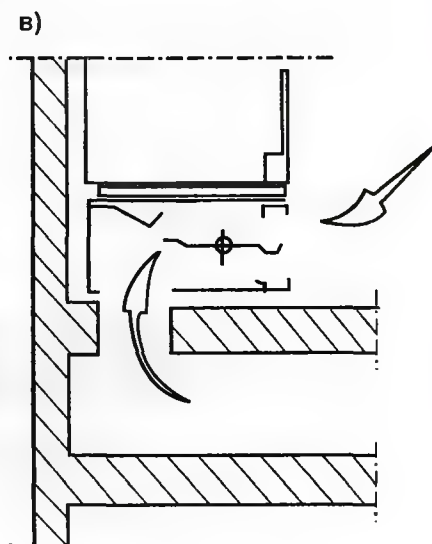
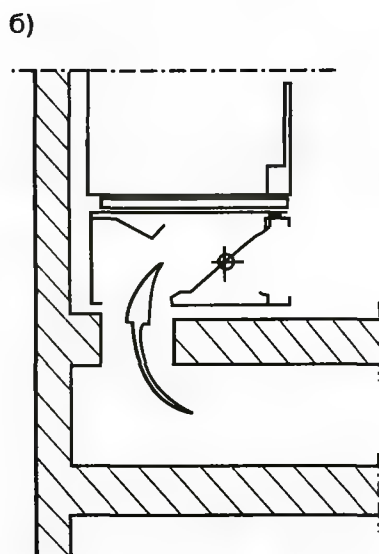
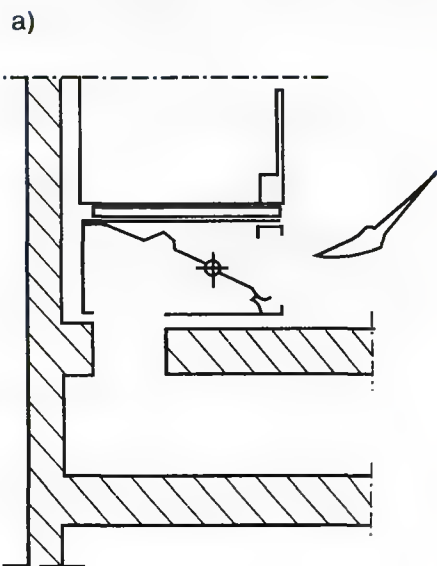
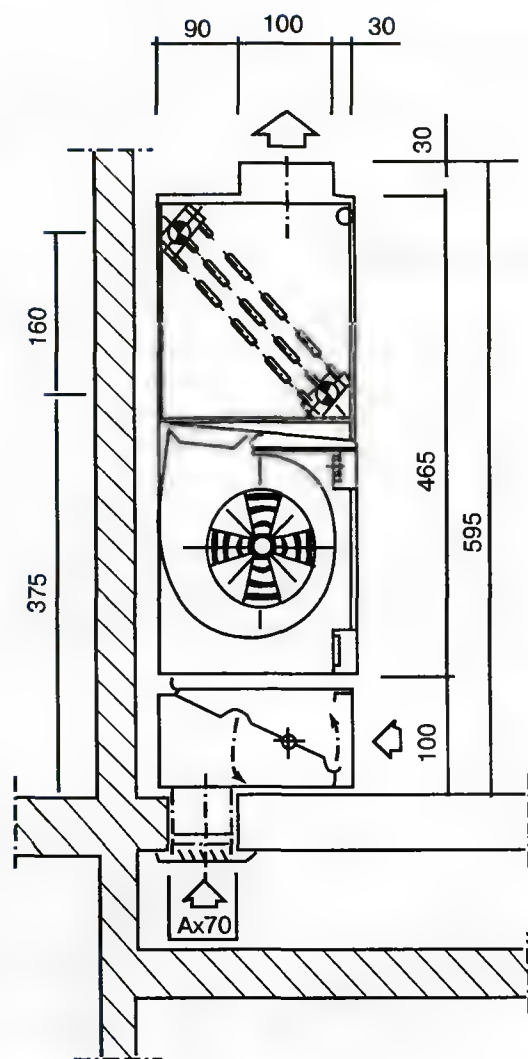


Рис. 4.2. Фэнкойл с функцией смешения обработанного или необработанного наружного воздуха.

а) полностью рециркуляционный воздух;

б) полностью наружный;

в) смесь наружного с рециркуляционным

ке, в трубки которого подается холодная или горячая вода. В устройстве использован принцип вынужденной конвекции для интенсификации процессов теплообмена, перемещение воздуха обеспечивает вентилятор, чаще центробежного типа с электродвигателем. При выключенном вентиляторе в режиме отопления фэнкойл может работать как отопительный прибор (принцип естественной конвекции), например в нерабочие или ночные часы.

Выпускают фэнкойлы разнообразного исполнения:

- для вертикальной установки под окном в корпусе;
- для скрытой вертикальной установки под окном без корпуса;
- для горизонтальной установки под потолком в корпусе;
- для скрытой горизонтальной установки в подшивном потолке;
- кассетного типа для установки в подшивном потолке;
- настенного, по аналогии с внутренними блоками сплит систем;
- шкафного типа.

Способ вертикальной установки под окном применяется, когда фэнкойлы используются не только для охлаждения, но и для отопления помещений. Выпускаются вертикальные фэнкойлы пониженной высоты для установки под окнами с ограниченной высотой подоконного пространства.

Фэнкойлы в зависимости от производительности предназначены для обслуживания одного помещения, в котором может устанавливаться от одного до нескольких фэнкойлов вертикальной установки, например, под окнами с функцией охлаждения и отопления, или один фэнкойл горизонтального исполнения для обслуживания нескольких помещений, например, одного этажа при реконструкции здания с существующей системой отопления.

Вертикальная установка фэнкойлов под окнами предпочтительна при значительных нагрузках на отопление помещений, когда в здании единая водовоздушная система используется для охлаждения и отопления, недостатком ее является использование полезной площади помещения для размещения фэнкойлов, сложность распределения охлажденного воздуха для достижения комфортных условий в обслуживаемой зоне помещения. Фэнкойлы горизонтальной установки или кассетные фэнкойлы рекомендуется использовать при охлаждении помещений или при частичном отоплении, когда основные отопительные приборы размещены под окнами, при отсутствии окон. Охлажденный воздух для увеличения траектории струи и обеспечения комфортных условий при воздухораспределении следует выпускать так, чтобы струя настигалась на потолок. Использование таких фэнкойлов позволяет полезно использовать пространство помещения, фэнкойлы скрытой установки стоят дешевле, но при их размещении следует решить вопрос отвода конденсата, при обслуживании возникают сложности, связанные с удалением конденсата, установкой фильтра для очистки воздуха, перетеканием воздуха в пространстве подшивного потолка между соседними помещениями.

Фэнкойлы горизонтального исполнения средней и большой мощности от одного до нескольких применяются для охлаждения одного большого помещения, например склада, торгового зала магазина, зала ресторана и т.д. Охлажденный в фэнкойле воздух необходимо равномерно распределить по помещению сетью воздухопроводов через воздухораспределители. Следует организовать так же равномерный забор рециркуляционного воздуха. Последние фэнкойлы имеют центробежный вентилятор, развивающий давление, которого обычно бывает достаточно для преодоления сопротивления небольшой вентиляционной сети (требуется проверки аэродинамическим расчетом).

Фэнкойлы могут работать только на рециркуляционном воздухе или со смешением необработанного или обработанного наружного воздуха. Воздух, обработанный в центральной СКВ, может подаваться непосредственно в пространство подшивного потолка при установке фэнкойлов горизонтального исполнения или в смесительную камеру,

в кассетных фэнкойлах — через специальный патрубок. При смешении рециркуляционного воздуха с необработанным наружным воздухом, чтобы не допустить попадания холодного воздуха в помещение при выключенном фэнкойле, следует предусмотреть блокировку клапана смесительной камеры в таком положении, чтобы наружный воздух не попадал в помещение при отключении вентилятора.

От фэнкойлов следует организовать отвод конденсата. Все фэнкойлы имеют встроенный поддон с патрубком в нижней его части, к которому следует подсоединить дренажный трубопровод. Кассетные фэнкойлы имеют встроенный конденсатный насос. Систему отвода конденсата следует предусматривать централизованной и закрытой, чтобы не допустить ее загрязнения.

Фэнкойлы CLIVET

CLIVET выпускает фэнкойлы различных типов по назначению, способу исполнения, месту установки, холодо- и теплопроизводительности. Типология фэнкойлов **CLIVET** представлена на рис. 4.3.

Фэнкойлы F

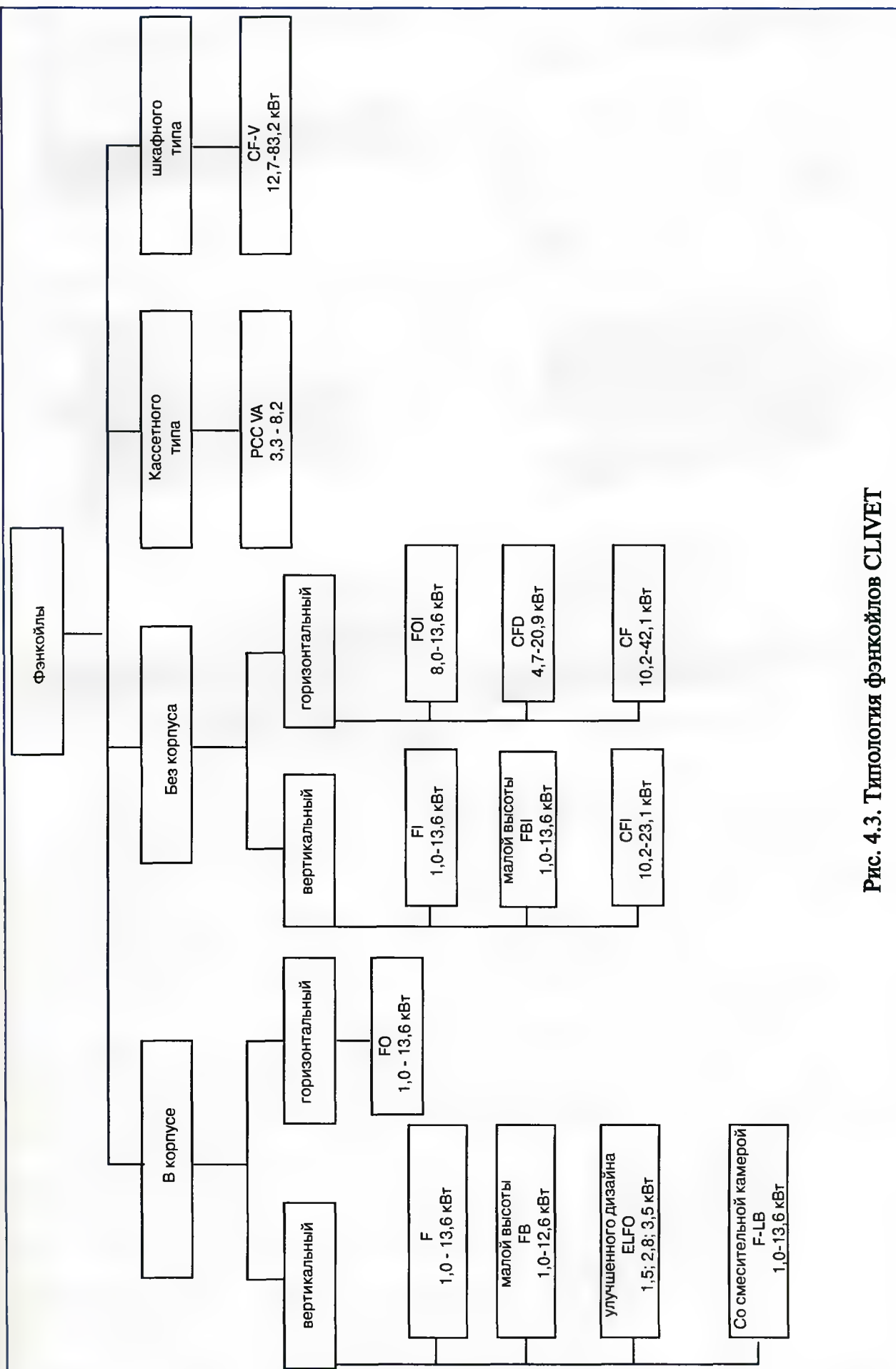
Фэнкойлы серии **F** выпускаются в шести вариантах исполнения десяти типоразмеров. Варианты исполнения:

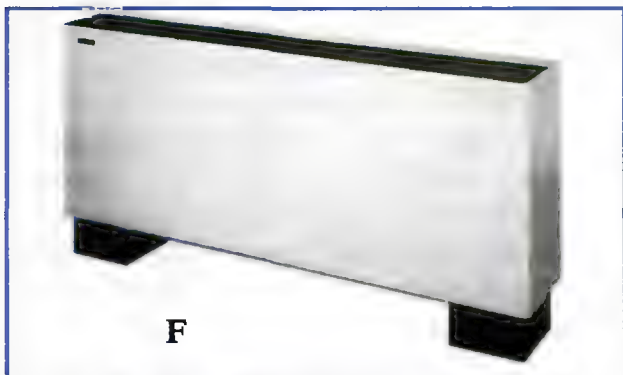
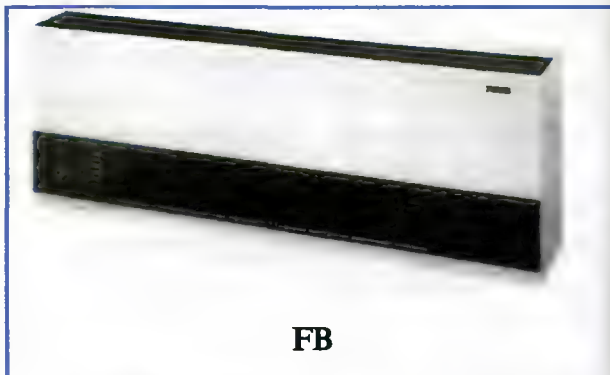
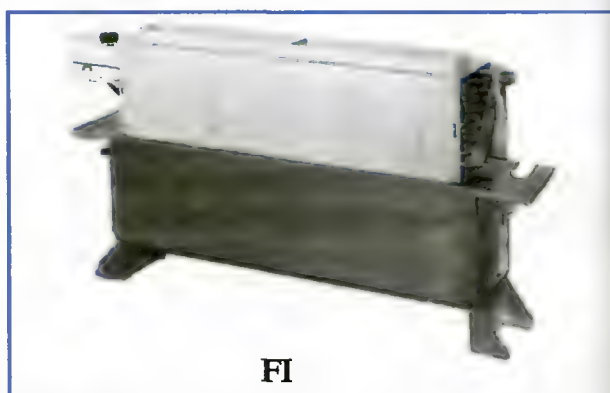
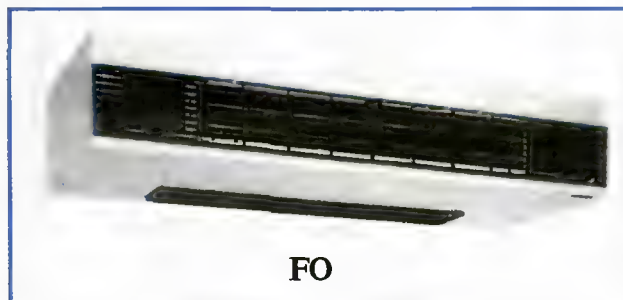
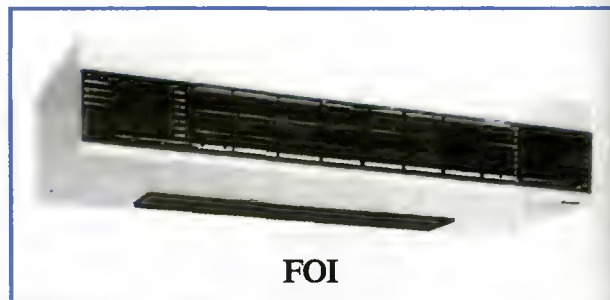
- **F** вертикальный фэнкойл в корпусе;
- **FI** вертикальный фэнкойл без корпуса;
- **FO** горизонтальный фэнкойл в корпусе;
- **FOI** горизонтальный фэнкойл без корпуса;
- **FB** фэнкойл в корпусе малой высоты;
- **FBI** фэнкойл малой высоты без корпуса.

Теплообменники выполнены из бесшовных медных трубок с оребрением из тонких алюминиевых пластин. Присоединительные патрубки с внутренней резьбой 1/2 ". Однокотурные теплообменники изготавливают с числом рядов трубок равным 2 (до пятого типоразмера) или 3, двухконтурные — один с двумя рядами труб, другой с одним рядом. Как правило, теплообменники поставляются с присоединительными патрубками на правой стороне, его можно легко развернуть при монтаже для левостороннего подсоединения.

Вентагрегат состоит из одного или двух центробежных вентиляторов двустороннего всасывания с одним однофазным электродвигателем на валу. Рабочие колеса динамически и статически сбалансированы. Электродвигатель может иметь три скорости вращения (максимальная, средняя и минимальная) для каждого типоразмера по выбору из 7 возможных значений скорости вращения. Каждый типоразмер поставляется с определенной схемой подключения, соответствующей выбранным скоростям вращения, скорости могут быть изменены при монтаже, наладке или в процессе эксалуатации. Электродвигатель смонтирован на виброосновании.

Фэнкойлы поставляют с фильтром для очистки воздуха, изготовленным из синтетического волокнистого материала, закрепленного на рамке из оцинкованной стали и металлической сетке. Фильтр класса **F1** согласно **DIN 53438** и класса **EU2** согласно **EVROVENT 4/5** с эффективностью очистки 82%. Он легко извлекается, регенерация фильтра осуществляется путем промывки в воде или мыльном растворе и просушки. Лоток для сбора конденсата изготовлен из оцинкованной стали, покрыт эпоксидным составом и снизу изолирован. Конденсат отводится через патрубок, к которому на объекте подсоединяется дренажный трубопровод. Для установок стандартного исполнения возможно право- и левостороннее подсоединение дренажа.



**F****FB****FBI****FI****FO****FOI**

Трубопроводы в пределах корпуса частично изолированы пенополиуретаном.

Все элементы размещены на основании-каркасе из оцинкованной стали.

Корпус фэнкойла выполнен из стального листа, покрытого эпоксидной краской цвета RAL 7032. Воздухораспределительная решетка изготовлена из пластика ABS и имеет с двух сторон дверцы для доступа к присоединительным патрубкам и панели управления. В моделях F и FB панель управления (Вкл/выкл, три скорости вращения вентилятора и встроенный датчик температуры рециркуляционного воздуха на входе в фэнкойл) размещена на корпусе.

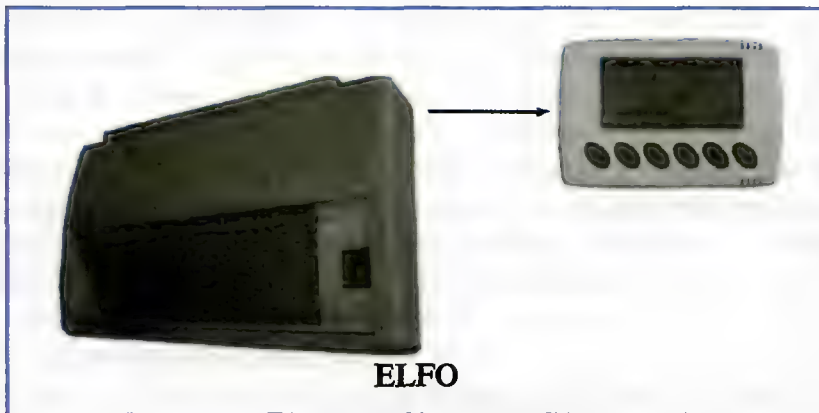
Как дополнительные принадлежности могут поставляться:

- электронагреватель для фэнкойла с одноконтурным теплообменником в комплекте с термостатом, контактором, устройством защиты (предохранитель или автоматический выключатель, если панель управления размещена на корпусе);
- воздухораспределительная решетка из алюминия или окрашенной стали (RAL 8019) для обязательной установки в фэнкойле с электронагревателем;
- ножки для напольной установки из окрашенной или оцинкованной стали для фэнкойлов с корпусом;
- задняя панель для моделей F и FB, когда при размещении фэнкойла видна задняя сторона установки;
- смесительная камера для подачи наружного воздуха с клапаном, управляемым вручную (до 30% наружного воздуха) или с помощью электропривода (CLIVET не поставляет) (до 100% наружного воздуха);

- отверстие с рамкой для извлечения фильтра с задней или нижней стороны корпуса при подводе рециркуляционного воздуха через воздуховод;
- регулирующие клапаны;
- панель управления с дополнительным переключателем «лето/зима» и встроенным датчиком температуры рециркуляционного воздуха на входе в фэнкойл;
- настенный термостат с функциями стандартной панели управления (Вкл/выкл, три скорости вращения вентилятора);
- настенный термостат с функциями стандартной панели управления и дополнительным переключателем «лето/зима» с датчиком температуры воздуха помещения.

Смесительная камера для подачи наружного воздуха в помещение в смеси с рециркуляционным оборудована ручным клапаном или клапаном с электроприводом (CLIVET не поставляет). В качестве клапанов с электроприводом (сервомотор) могут быть использованы двухпозиционные (открыто/закрыто) клапаны, двухпозиционные клапаны с пружинным возвратом или клапаны пропорционального регулирования с контроллером.

Фэнкойлы ELFO



Специально для помещений жилых и общественных зданий с повышенными эстетическими требованиями и ограничениями по шуму CLIVET выпускает фэнкойлы ELFO. Фэнкойл ELFO — идеальное сочетание современного эстетичного внешнего вида с новейшими технологическими разработками. Благодаря улучшенному дизайну они гармонично вписываются в интерьер жилых помещений, магазинов, офисов. Может быть использован как альтернатива отопительным приборам, так как имеет отличные показатели работы в режиме обогрева. Это связано с выбором оптимального расстояния между алюминиевыми пластинами оребрения 2,5 мм поверхностного теплообменника, благодаря чему фэнкойл компактный при максимальной эффективности теплообмена, глубина блока всего 180 мм. Теплообменник одноконтурный с двумя рядами труб, таким образом, фэнкойлы предназначены для использования в двухтрубных системах теплоснабжения с переключением режима.

Корпус выполнен из несгораемого пластика ULVO, каркас металлический. В верхней части корпуса размещена воздухораспределительная решетка.

Вентилятор по принципу действия диаметральный, размещен в верхней части корпуса фэнкойла, а теплообменник — на всасывающей стороне вентилятора. Рабочее колесо барабанного типа выполнено в виде двух дисков, к которым приварены загнутые вперед лопатки рабочего колеса. Ширина рабочего колеса значительно превышает его диаметр, увеличение ширины колеса вызывает пропорциональное увеличение подачи при постоянном числе оборотов и сохранении диаметра колеса. Таким образом, для двух типораз-

меров 5 и 11 при увеличении подачи и холодопроизводительности почти в два раза максимальная скорость вращения и потребляемая двигателем мощность остается неизменной. Двукратное прохождение потока через одну и ту же решетку вращающегося рабочего колеса является причиной высокого давления, развиваемого вентилятором. Отличительной особенностью диаметральных вентиляторов являются высокие значения давления и подачи по сравнению с их значениями для центробежных вентиляторов, что позволяет при тех же значениях подачи и давления иметь меньшие габариты и скорость движения рабочего колеса, но более низкое значение коэффициента полезного действия (примерно на 20% ниже, чем у центробежных). Небольшие значения окружных скоростей обеспечивают относительную бесшумность работы. Электродвигатель с электронным регулированием скорости вращения, положительной особенностью которого является возможность экономичного и глубокого регулирования скорости вращения рабочего колеса путем изменения частоты и напряжения тока, подводимого к обмоткам его статора. Поддержание температуры воздуха в помещении на заданном уровне обеспечивается изменением скорости вращения рабочего колеса пропорционально изменению нагрузки помещения по холоду или теплоте (до 60% от максимального значения), которая, в свою очередь, определяется разностью заданной и фактической температуры воздуха в помещении. Если температура воздуха в помещении приближается к заданному значению, скорость вращения вентилятора автоматически снижается, и при достижении заданного значения вентилятор отключается. Встроенная система микропроцессорного управления будет периодически запускать вентилятор (в режиме охлаждения 4 минуты остановки, 2 минуты работы) с тем, чтобы не допустить холодных потоков воздуха по низу помещения и обеспечить равномерное поле температур по высоте помещения. Таким образом, большую часть времени фэнкойл работает с неполной нагрузкой и изменяемым числом оборотов, — низким уровнем звуковой мощности, обеспечивая поддержание температуры воздуха в помещении на заданном уровне. Дополнительным достоинством электродвигателя ELFO является высокая эффективность и низкое значение потребляемой мощности (20% от потребляемой мощности фэнкойлами той же производительности).

Воздушный фильтр состоит из металлической рамы с сеткой и фильтрующего материала из ячеистого полипропилена (типа «осиное гнездо») и имеет эффективность 48%.

Поддон для сбора конденсата выполнен из прессованного ПВХ.

Вместе с блоком поставляется два шаровых крана, фитинги для труб с уплотнительными прокладками, гибкая трубка для отвода конденсата. Все трубопроводы, арматура, патрубки изолируют с помощью оболочек из пенополистирола.

Микропроцессорный блок управления находится внутри фэнкойла. В стандартном исполнении фэнкойла установлен только датчик температуры воды, датчик начальной температуры воздуха поставляется как дополнительная опция. При управлении с помощью настенного проводного пульта управления, который называют термостатом, так же как и при подключении к «Мастеру зоны» (системе управления несколькими фэнкойлами) датчик температуры воздуха встроен в настенный термостат. Микропроцессорное управление позволяет:

- задавать значения температуры воздуха в помещении для теплого и холодного периода;
- переключать режимы работы «лето/зима»;
- задавать диапазон изменения температуры воздуха в помещении для одного режима;
- изменять ручную скорость вращения вентилятора;
- блокировать постороннее вмешательство;
- периодически включать и отключать вентилятор при значении температуры воздуха в помещении равном заданному значению, чтобы не допустить температурной стратификации в помещении;

- не допускать включения вентилятора в режиме «зима», если температура жидкости на входе в теплообменник ниже заданного значения;
- отображать значение температуры воздуха в помещении.

Режимы функционирования и уставки температуры задаются с помощью термостата с жидкокристаллическим дисплеем.

Каждый фэнкойл может иметь встроенный или настенный термостат, при установке нескольких фэнкойлов (до восьми) в помещении они подключаются к одному настенному термостату, до 64 фэнкойлов могут подключаться к единой системе управления фэнкойлами, называемой «Мастер зоны», каждый фэнкойл или группа фэнкойлов при этом должны иметь свой термостат. Фэнкойлы можно сгруппировать по зонам, например для жилого дома: гостиная, кухня, спальни и т.д. Максимальное количество зон, управляемых одним модулем, равно 24.

Модуль управления «Мастер зоны» обеспечивает:

- дистанционное управление;
- программирование во времени (посуточное, недельное и посезонное) функционирования фэнкойлов;
- дистанционную сигнализацию аварийных режимов каждого фэнкойла и общего;
- отображение текущего эксплуатационного состояния и параметров работы всех подсоединенных блоков;
- использование датчиков температуры воздуха для переключения режимов;
- регулирование холодо- и теплопроизводительности по воде;
- контроль и управление по сигналу датчика температуры воды на входе в фэнкойл.

Как дополнительное оборудование поставляется:

- дополнительный поддон для сбора конденсата при установке фэнкойла на стене;
- телескопические патрубки для выпуска воздуха в горизонтальном и вертикальном направлении при скрытой установке фэнкойла;
- воздухораспределительная решетка с изменением направления выпуска воздуха (угол поворота) $\pm 20^\circ$;
- электронный комнатный термостат для управления максимум восьми блоками «Мастер зоны»;
- монтажные платы для настенного монтажа;
- датчик температуры воздуха на входе в фэнкойл.

Изменение скорости вращения вентилятора происходит непрерывно от минимального до максимального значения. Данные по уровню звуковой мощности и уровню звукового давления на расстоянии 1 м от поверхности блока, приведены для работы фэнкойла при максимальной скорости вращения вентилятора и для расхода воздуха, соответствующего 70% максимального расхода воздуха.

Кассетный фэнкойл PCC VA

Кассетный фэнкойл PCC VA предназначен для установки в подвесных потолках помещений различного назначения: торговых центрах, ресторанах, гостиницах, банках и др., позволяют экономить строительную площадь, имеют малую высоту, улучшенный дизайн, габаритный размер блоков типоразмера 9-21 700x700мм и блоков типоразмеров 25-31 700x1205 мм выбраны в соответствии со стандартным размером ячейки подвесного потолка 600x600 мм.

При разработке блока использованы современные материалы и новейшие технологические решения.

В кассетных блоках на высоком уровне решена задача воздухораспределения охлажденного или нагретого воздуха в четырех направлениях с изменяемым углом выпуска



воздуха. Охлажденный воздух необходимо выпускать так, чтобы он настирался на потолок, нагретый — вертикально вниз. Направление выпуска воздуха может изменяться при изменении положения направляющих воздухораспределительных отверстий вручную с пульта дистанционного управления или автоматически при выборе соответствующей функции (рис. 4.4). Вращение направляющих обеспечивает электродвигатель.

Вентагрегат состоит из радиального рабочего колеса и электродвигателя с внешним ротором. Электродвигатель закреплен на одном валу с рабочим колесом и размещен внутри него так, что при работе фэнкойла забираемый из помещения поток воздуха охлаждает двигатель. Вентилятор статически и динамически сбалансирован для достижения максимального к.п.д. при минимальном генерируемом шуме. Предусмотрено три скорости вращения вентилятора: максимальная, средняя и минимальная.

Корпус фэнкойла выполнен из стекловолокна, что обеспечивает необходимую прочность при малом весе. Внутренняя поверхность корпуса покрыта звукопоглощающей изоляцией из полиуретана с открытыми порами, наружная — теплоизоляцией из полиуретана с закрытыми порами для предотвращения конденсации водяных паров на поверхности корпуса. Воздухораспределители имеют современный внешний вид, окрашены в цвет RAL 9002.

Поверхностные теплообменники традиционно изготовлены из медных труб с алюминиевым оребрением, предусмотрен один контур с двумя или тремя (только для типоразмера 21) рядами труб, в перспективе будет изготавливаться двухконтурный теплообменник для работы в четырехтрубной системе тепло-холодоснабжения.

В конструкции предусмотрен основной поддон для сбора конденсата из особо плотного полистирола и небольшой вспомогательный поддон, устанавливаемый под местом подключения теплообменника фэнкойла к трубопроводам. В верхней части блока установлен конденсатный насос, предназначенный для принудительного отвода образующе-

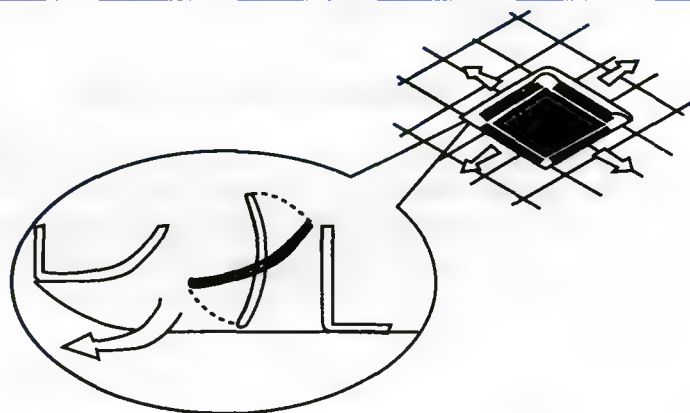


Рис. 4.4. Регулирование положения направляющих для выпуска воздуха в кассетных фэнкойлах PCC VA

гося конденсата, имеющий напор 0,5 м водяного столба. Уровень конденсата контролируется специальным датчиком уровня жидкости, подключенным к системе электронного управления конденсатным насосом.

Управление фэнкойлом осуществляется с помощью встроенного в фэнкойл микропроцессорного блока управления и беспроводного дистанционного пульта управления. Реализуются следующие функции управления:

- переключение скорости вращения вентилятора в ручном или автоматическом режиме;
- установка заданной температуры воздуха в помещении;
- программируемое во времени включение и отключение фэнкойла;
- переключение режимов «лето/вентиляция/зима»;
- выбор экономичного режима работы для нерабочего времени с помощью кнопки «sleep»;
- включение и отключение фэнкойла;
- управление электродвигателем направляющих воздухораспределителей;
- отображение текущего состояния фэнкойла, времени (встроенный таймер), установки температуры;
- управление трехходовым двухпозиционным регулирующим клапаном с термоэлектрическим приводом, устанавливаемом на подводках к поверхностному теплообменнику.

Трехходовой двухпозиционный («вкл/выкл») регулирующий клапан с термоэлектрическим приводом и всеми подключениями может поставляться по специальному заказу, как опция. Предназначен для регулирования холодо- и теплопроизводительности фэнкойла при снижении нагрузки в помещении менее 80% от максимального значения, когда переключение скорости вращения вентилятора на минимальное значение не обеспечивает поддержание заданной температуры воздуха в помещении.

Под заказ фэнкойл может изготавливаться с патрубками для подвода наружного воздуха $d100$ мм (один для типоразмеров 9-21, два для типоразмеров 25-31) и рециркуляционного воздуха $d125$ мм (два для типоразмеров 9-21, четыре для типоразмеров 25-31). К патрубкам подключаются изолированные гибкие воздуховоды, соединяющие соответственно отверстие в наружной стене, через которое забирается наружный воздух, или воздуховод центральной системы кондиционирования воздуха и решетки для забора рециркуляционного воздуха из помещения с фэнкойлом (рис. 4.5).

Полную и явную холодопроизводительность и теплопроизводительность фэнкойла определяют по таблицам каталога в зависимости от параметров воздуха на входе в фэн-

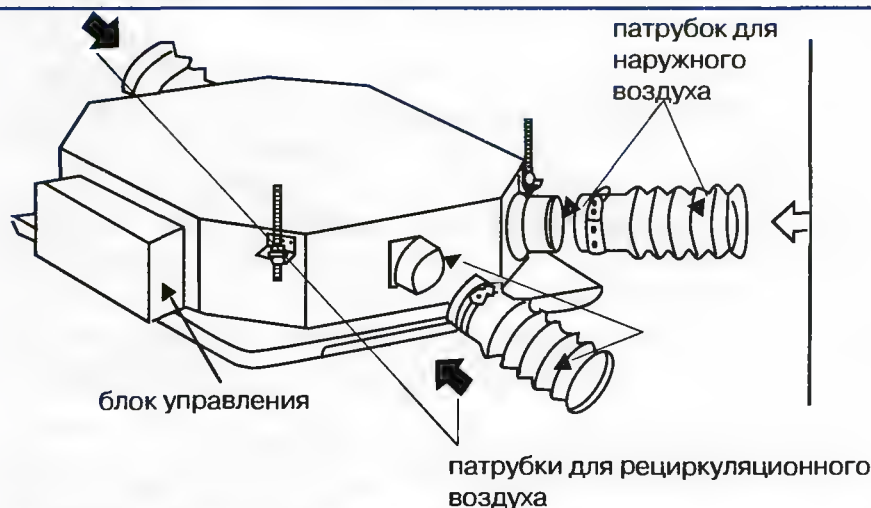
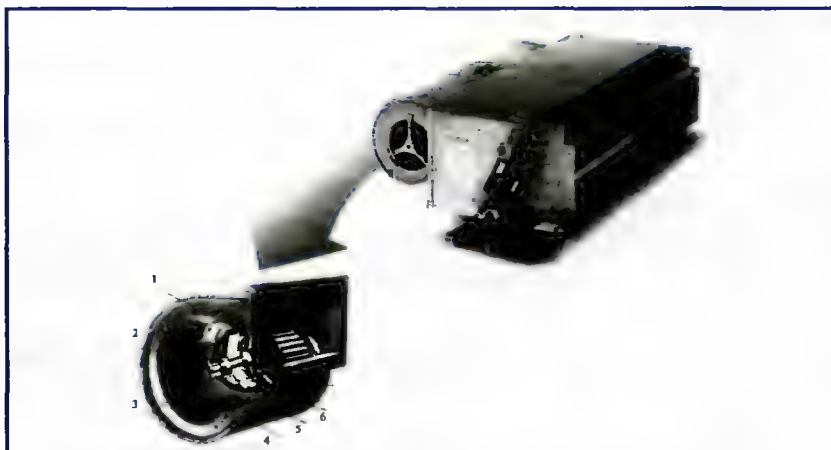


Рис. 4.5. Патрубки для подвода наружного и рециркуляционного воздуха к кассетному фэнкойлу PCC VA

койл и начальных параметров воды. Данные соответствуют расходу воздуха через фэнкойл при максимальной скорости вращения. Характеристики фэнкойла при средней и минимальной скорости вращения определяют, используя поправочные коэффициенты, определяемые по графикам каталога.

Горизонтальный фэнкойл для скрытого монтажа типа CFD



Серия блоков CFD применяется для установки в пространстве над подшивным потолком помещений с повышенными акустическими требованиями: банков, офисов, жилых домов, гостиниц. Блоки для снижения уровня звуковой мощности, создаваемой вентилятором, могут иметь корпус с внутренней звукопоглощающей облицовкой, антивибрационные резиновые амортизаторы, внешнюю изоляцию. Изоляция обладает теплозащитными свойствами и способствует снижению потерь холода и теплоты. Фэнкойлы CFD могут подсоединяться к небольшой сети воздухопроводов для равномерного распределения охлажденного или нагретого воздуха по помещению. Блок может устанавливаться в подшивном потолке смежного помещения, при этом следует организовать подвод рециркуляционного воздуха из обслуживаемого помещения к фэнкойлу.

Вентиляционный агрегат состоит из одного (типоразмеры 7,11), двух (типоразмеры 15,21), трех (типоразмеры 25,31), четырех (типоразмер 41) центробежных вентиляторов двухстороннего всасывания, и электродвигателей с внешним ротором, закрепленных на одном валу с вентилятором. Используются вентиляторы двух размеров для получения разных характеристик (S — стандартный вентилятор и H — вентилятор повышенной мощности).

Каждый вентилятор динамически сбалансирован по двум осям согласно VDI 2060 Q2.5, что позволяет снизить уровень генерируемого шума и износ элементов до минимальных значений. Однофазный электродвигатель с изоляцией класса С, тепловой защитой, постоянно подключенным конденсатором. Электродвигатель может иметь три скорости вращения из пяти по выбору. Изменение скоростей может производиться путем переключения соединений в клеммной коробке при монтаже, наладке и эксплуатации фэнкойла. При поставке выполняют подключение электродвигателя вентилятора для трех скоростей вращения (низкой, средней и высокой) по двум схемам А (2,4,5) и В (1,3,4) для соответствующего типоразмера, что соответствует номерам соединений в клеммной коробке.

Фэнкойлы CFD изготавливают в трех вариантах исполнения:

- с воздухораспределительной камерой, имеющей три патрубка для присоединения воздухопроводов с открытым расположением вентагрегата, обеспечивающим свободный доступ к нему при обслуживании;

- стандартном с воздухозаборной камерой для рециркуляционного воздуха, в которой размещен вентилятор и установлен фильтр;
- с малым уровнем шума, что достигается установкой резинового виброизолирующего основания в нижней части корпуса, и, как вариант, дополнительно к виброоснованию вентилятор помещают в звукоизолированную воздухозаборную камеру (забор воздуха только сбоку).

В стандартном исполнении для доступа к вентагрегату в воздухозаборной камере предусмотрена съемная панель снизу при заборе воздуха и установке фильтра сбоку или сбоку при заборе воздуха и установке фильтра снизу (рис. 4.6).

Для правильного выбора установки и определения фактических параметров ее работы следует выполнить аэродинамический расчет воздуховодов, подключаемых к фэнкойлу. Потери давления в вентиляционной сети следует определять с учетом сопротивления фильтра, которое находят по графику каталога в зависимости от расхода воздуха. Располагаемое давление, развиваемое вентилятором фэнкойла CFD в стандартном исполнении — 30 Па. Все характеристики фэнкойла: холодо- и теплопроизводительность в таблицах каталога соответствуют рабочей точке при соответствующих значениях расхода воздуха и давлении 30 Па. Если потери давления в вентиляционной сети отличаются от располагаемого давления для стандартных условий при требуемом расходе воздуха, то параметры рабочей точки, и, в частности, расход воздуха будут иметь другие значения, поэтому следует ввести поправочные коэффициенты на полное и явное количество теплоты, передаваемое в теплообменнике. В каталоге приведены значения поправочных коэффициентов при изменении давления, развиваемого стандартным вентилятором от 0 до 50 Па, и соответствующем изменении расхода воздуха, а так же при изменении давления, развиваемого вентилятором повышенной мощности от 0 до 100 Па и соответствующем изменении расхода воздуха.

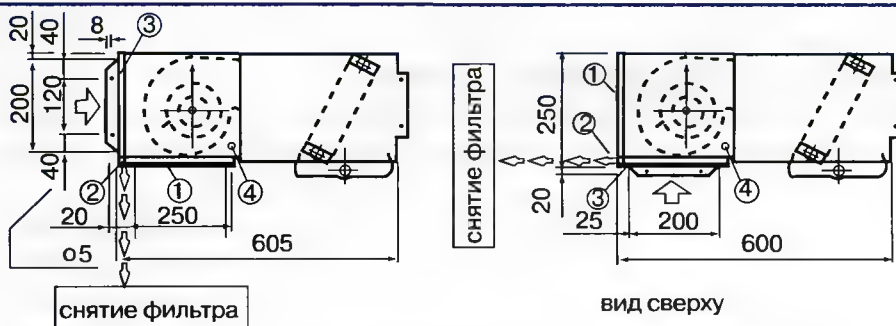


Рис. 4.6. Фэнкойл CFD

1 — панель для доступа к вентилятору; 2 — панель для снятия фильтра (требуется расстояние 250 мм); 3 — воздушный фильтр; 4 — источник питания

Теплообменники выполнены из бесшовных медных трубок с оребрением из тонких алюминиевых пластин. Присоединительные патрубки с внутренней резьбой 1/2" для отвода и 3/4" для подвода жидкости (типоразмеры 7-25), 3/4" для отвода и 3/4" для подвода жидкости (типоразмеры 31,41). Одноконтурные теплообменники изготавливают с числом рядов труб равным трем или четырем, двухконтурные в двух вариантах — один контур с тремя рядами труб, другой контур с одним рядом, один и другой — с двумя рядами труб.

Для сбора конденсата предусмотрен дренажный поддон из высокоплотного пенополиуретана, покрытого краской RAL 7015. Поддон закреплен так, что дренажный патрубок расположен с правой стороны блока, если смотреть со стороны вентагрегата. При необходимости его легко можно развернуть и прикрепить так, чтобы дренажный патрубок оказался с другой стороны.

Дополнительно с одноконтурными фэнкойлами могут поставляться электронагреватели, устанавливаемые в корпусе по ходу воздуха после теплообменника. Установка

электронагревателя должна производиться до присоединения воздуховода, в варианте с патрубками для выпуска воздуха, электронагреватель устанавливается после открепления воздухораспределительной камеры с патрубками.

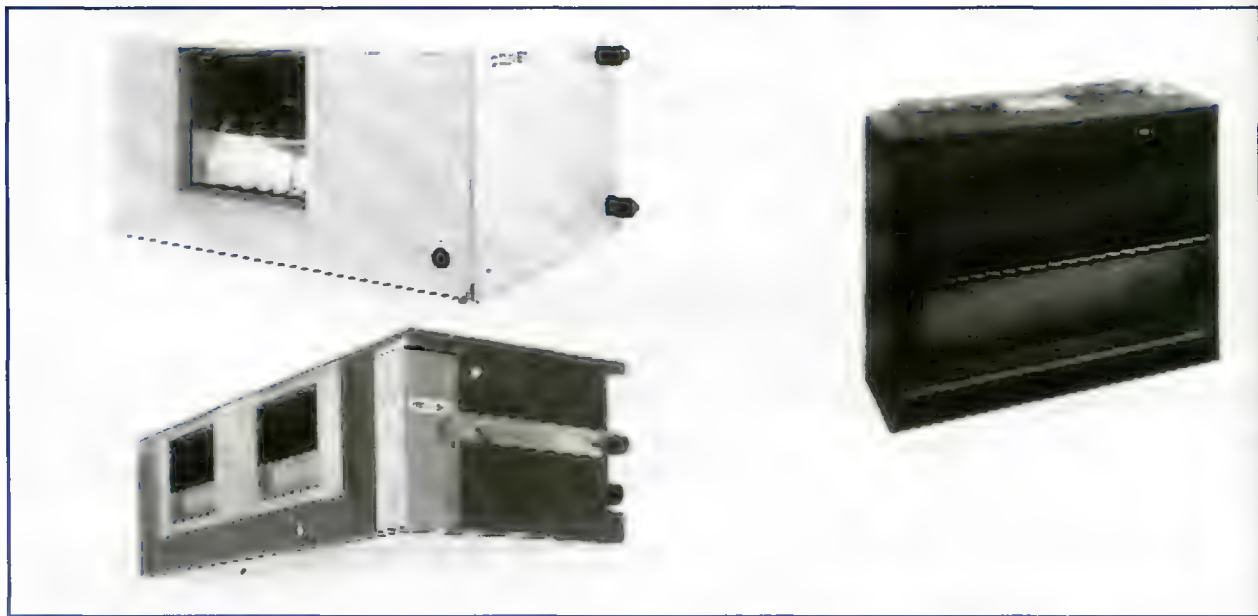
Для управления фэнкойлом предусмотрен встраиваемый микропроцессорный блок и комнатный настенный термостат. CLIVET предлагает два вида термостата для работы фэнкойла в режиме только охлаждения с функцией отключения и переключения скоростей вентилятора, а также для работы фэнкойла в режиме охлаждения и отопления с функцией «лето»/«зима», «Вкл/Выкл» и переключения скоростей вентилятора.

Фэнкойлы большой мощности вертикальной CFI и горизонтальной CF установки

Фэнкойлы типоразмеров 2571 серии CFI предназначены для скрытой установки на стене, а фэнкойлы тех же типоразмеров CF — в пространстве над подшивным потолком, типоразмеры 91,121 могут устанавливаться на стене, в пространстве над подшивным потолком и на полу. Фэнкойлы используются как самостоятельный агрегат для охлаждения или нагрева рециркуляционного воздуха одного помещения большого объема, например склада, торгового зала, спортивного зала, нескольких помещений с одинаковой нагрузкой, например одного этажа офисного здания, или с набором дополнительных элементов, как компактная установка для подачи в помещения смеси наружного (не более 30%) и рециркуляционного воздуха, реализующая основные процессы обработки воздуха: смешение, очистка от пыли, охлаждение или нагревание и обеспечивающая движение воздуха через аппараты обработки воздуха и по вентиляционной сети. К фэнкойлам присоединяются воздуховоды для равномерного распределения обработанного воздуха по помещениям.

Корпус фэнкойлов состоит из каркаса и съемных панелей, что обеспечивает простой доступ ко всем внутренним компонентам блока. Панели типоразмеров от 25 до 71 изготовлены из материала «ALUZINK», с внутренней стороны покрыты звукопоглощающим пенополиуретаном с открытыми порами, с наружной стороны — теплоизоляционным пенополиуретаном с закрытыми порами. Фэнкойлы типоразмеров 91,121 изготовлены из оцинкованной стали, окрашены снаружи, с внутренней стороны покрыты звукопоглощающей изоляцией.

Фэнкойлы типоразмеров 25-71 имеют два центробежных вентилятора, закрепленных на одной оси с однофазным электродвигателем, расположенным по центру. Вентиляторы статически и динамически сбалансированы, установлены на виброоснование. В каталоге приведены характеристики вентиляционной установки для соответствующих типоразмеров фэнкойлов при трех скоростях вращения: максимальной, средней и минимальной, при по-



строении которых уже учтены потери давления на фильтре и поверхностном теплообменнике. Потери давления в дополнительном воздухонагревателе определяют по графику в зависимости от типоразмера и расхода воздуха и складывают с потерями давления в воздуховодах. Суммарные потери давления в вентиляционной сети должны соответствовать давлению, развиваемому вентиляционной установкой при соответствующем расходе воздуха, для типоразмеров 25-71. В стандартном исполнении вентилятор работает с максимальной скоростью вращения. Переключение на среднюю и минимальную скорость вращения или плавное изменение скорости возможно при дополнительной комплектации фэнкойла соответствующим блоком микропроцессорного управления и пультом управления.

В фэнкойлах типоразмеров 91,121 установлен центробежный вентилятор двухстороннего всасывания, соединенный с трехфазным электродвигателем с помощью ременной передачи, позволяющей изменять число оборотов вентилятора. Потери давления на фильтре и в дополнительном воздухонагревателе определяют по графику в зависимости от типоразмера фэнкойла и расхода воздуха. Потери давления на электронагревателе определяют по таблице в зависимости от типоразмера и потребляемой мощности электронагревателем. Необходимое давление, развиваемое вентилятором, за вычетом потерь в поверхностном теплообменнике и других элементах блока определяют по таблице, в соответствии с необходимым давлением определяют вид трансмиссии и число оборотов вентилятора. Блоки могут дополнительно комплектоваться электродвигателями повышенной мощности для создания более высокого давления при протяженной вентиляционной сети и значительных потерях давления.

Теплообменники выполнены из бесшовных медных трубок с оребрением из тонких алюминиевых пластин. Присоединительные патрубки с внутренней резьбой 3/4" (типоразмер 25), 1" (типоразмеры 31-71), 1 1/4" (типоразмеры 91,121). Теплообменники одноконтурные с числом рядов труб равным четырем.

Для сбора конденсата предусмотрен в фэнкойлах типоразмера 21-71 дренажный поддон из сополимера ABS (акрилонитрил, бутадиион и стирол), в фэнкойлах типоразмера 91, 121 — поддон из оцинкованной стали.

Диаметры патрубков для отвода конденсата — 35 мм в фэнкойлах CF, 25 мм в фэнкойлах CFI, 25 мм — во всех фэнкойлах типоразмеров 91 и 121.

Воздушный ячеистый фильтр (типоразмеры 21-71) состоит из металлической рамы и проволоочной сетки, на которых закреплен фильтрующий волокнистый огнестойкий материал. Для очистки фильтр может быть легко извлечен из корпуса блока, промыт, просушен и установлен на место.

Модели типоразмеров 91, 121 по специальному заказу могут быть оборудованы мешочным фильтром с развитой фильтрующей поверхностью, размещенным в специальной секции за панелью входа воздуха. Рама с фильтром извлекается сбоку или снизу, ее можно развернуть на 180° для возможности обслуживания с других сторон.

Забор воздуха в блоках CFI вертикальной установки может осуществляться снизу или с фронтальной стороны.

Фэнкойлы CFI и CF при дополнительной комплектации следующими секциями составляют компактную установку для обработки приточного воздуха:

- камера для смешения наружного и рециркуляционного воздуха (только для блоков горизонтальной установки CF);
- поверхностный теплообменник с двумя рядами труб для нагревания воздуха горячей водой в переходный и холодный период;
- электронагреватель для нагревания воздуха в переходный период;
- воздухораспределительная камера с тремя патрубками для подключения воздухопроводов.

Основной поверхностный теплообменник подключается к испарителю чиллера и используется для охлаждения воздуха летом и нагревания воздуха в переходный пери-

од, когда чиллер работает в режиме теплового насоса, дополнительный двухрядный теплообменник подключается к пиковому источнику теплоты и используется для нагревания приточного воздуха в холодный период.

Секции соединяются между собой с помощью фланцев.

Блоки типоразмеров 91 и 121 дополнительно комплектуются:

- поверхностным теплообменником с двумя рядами труб для нагревания воздуха горячей водой в переходный и холодный период;
- электронагревателем для нагревания воздуха в переходный период;
- фильтром, согласно EUROVENT 4/5 класса EU3 с эффективностью очистки воздуха 87,5% (толщина секции 50 мм).

Все элементы вставляются в корпус блока во время монтажа в соответствующее место.

Для управления фэнкойлами предусмотрен встраиваемый микропроцессорный блок и настенный комнатный термостат. CLIVET предлагает два вида микропроцессорных блоков и соответствующие панели управления (термостаты):

- TY170 с функциями включения и отключения вентилятора, переключения скоростей вентилятора (кроме типоразмеров 91,121), переключения режимов лето/вентиляция/зима, управления электронагревателями или регулирующим клапаном дополнительного воздушонагревателя с плавным изменением расхода теплоносителя (пропорциональный аналоговый выход);
- TY172 с функциями включения и отключения вентилятора, переключения скоростей вентилятора (кроме типоразмеров 91,121), переключения режимов (ручное или автоматическое при четырехтрубной системе тепло-холодоснабжения) лето/вентиляция/зима, управления в переходный или холодный период электронагревателями или регулирующим клапаном дополнительного воздушонагревателя с плавным изменением расхода теплоносителя (пропорциональный аналоговый выход), управления регулирующим клапаном воздухоохладителя с плавным изменением расхода холодоносителя (пропорциональный аналоговый выход).

В фэнкойлы типоразмеров 21–71 может встраиваться микропроцессорный блок управления других фирм с функциями: программируемого во времени включения и отключения, переключения скорости вращения вентилятора, плавного регулирования скорости вращения вентилятора с помощью потенциометра, автоматического включения и отключения вентилятора по сигналу датчика температуры воздуха помещения.

Устройство и назначение фэнкойлов CF-V шкафного типа аналогично фэнкойлам серии CF, но они выпускаются максимального типоразмера 242 холодопроизводительностью 83,2 кВт.

Выбор типоразмера фэнкойла

Выбор типоразмера фэнкойла и необходимого их количества для установки в помещении следует проводить с учетом их конструктивных, аэродинамических, теплотехнических, акустических характеристик, а также габаритов обслуживаемого помещения.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции, фэнкойл включает в себя несколько взаимосвязанных функциональных элементов и сам по себе является сложным устройством, реализующим несколько основных функций системы кондиционирования воздуха, направленных на обеспечение требуемых параметров микроклимата в помещении. В фэнкойле собраны все основные функции миниустановки кондиционирования воздуха: смешение, нагревание, охлаждение, в том числе и с выпадением конденсата, движение воздуха, воздушораспределение. Фэнкойл включает в себя следующие функциональные элементы:

- смесительное устройство;
- теплообменник — поверхностный воздушонагреватель, где реализуется процесс

- передачи теплоты от теплоносителя воздуху в условиях вынужденной конвекции;
- теплообменник — поверхностный воздухоохладитель, где реализуется процесс теплопередачи или процесс теплопередачи, осложненной массообменом, в условиях вынужденной конвекции от воздуха холодоносителю;
- воздухораспределитель, создающий в зависимости от способа установки настилающуюся неизотермическую плоскую или веерную струю (горизонтальная установка) или наклонный неизотермический воздушный фонтан (вертикальная установка под окном);
- вентилятор, обеспечивающий движение определенного количества воздуха через теплообменники со скоростью, определяющей интенсивность процессов тепло-массообмена, количество передаваемой теплоты и параметры воздуха на выходе из фэнкойла. Количество воздуха, проходящего через агрегат определяет, в свою очередь, параметры приточной струи и условия ее распространения в помещении;
- вентилятор и воздухораспределитель, как источники шума в помещении;
- теплообменник, как элемент гидравлической сети в системе тепло-холодоснабжения, взаимосвязанный с остальными элементами этой сети гидравлически и в тепловом отношении;
- элементы системы управления микроклиматом помещения.

Для расчета и подбора фэнкойлов не представляется возможным использовать известные методики конструкторского и поверочного расчета поверхностных теплообменников из-за отсутствия данных о конструктивных характеристиках теплообменников фэнкойлов: площадь поверхности теплообмена, площадь живого сечения для прохода воздуха, площадь живого сечения для прохода тепло-холодоносителя, эмпирических зависимостей коэффициента теплопередачи в условиях сухого теплообмена и теплообмена с выпадением конденсата от основных факторов: массовой скорости воздуха, скорости движения воды в трубках, коэффициента увеличения теплопередачи за счет массообмена.

Существующие инженерные методики подбора и расчета фэнкойлов основаны на результатах лабораторных испытаний фирм-производителей конкретных типов и типоразмеров фэнкойлов, которые в табличном виде приводят в соответствующих каталогах. Как известно, количество теплоты, передаваемое в теплообменнике, определяется значениями параметров теплообменивающихся сред, их массовых расходов, условиями теплообмена, а также конструктивными характеристиками фэнкойла соответствующего типоразмера: площадью поверхности теплообмена, определяемой числом рядов трубок теплообменника по ходу воздуха, площадями живого сечения для прохода воздуха и воды. Чаще всего результатами теплотехнических испытаний являются холодо- и теплопроизводительность фэнкойлов в зависимости от начальной и конечной температуры воды или от начальной температуры и расхода воды, циркулирующей через теплообменник, а также от начальных параметров воздуха (любых двух, например температуры по сухому и мокрому термометру или температуры и относительной влажности воздуха) и расхода воздуха, проходящего через теплообменник. Например, данные по холодопроизводительности приведены в таблице 4.1. Холодопроизводительность фэнкойла типа F с трехрядным теплообменником 3R из каталога CLIVET.

В зависимости от температуры воздуха по сухому и мокрому термометру на входе в фэнкойл, начальной и конечной температуры жидкости, скорости вращения электродвигателя вентилятора фэнкойла (высокая, средняя, низкая) приведены значения количества полной и явной теплоты, передаваемое в теплообменнике фэнкойла, с соответствующей поверхностью теплообмена, определяемой количеством рядов труб по ходу воздуха. Аналогичные таблицы составлены для теплопроизводительности (явное количество теплоты) (табл. 4.2).

Также в таблицах или на графиках приводят полученные при испытаниях потери давления в соответствующих теплообменниках в зависимости от расхода жидкости через них.

Таблица 4.1

2-ТРУБНАЯ СИСТЕМА

ДАННЫЕ О ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗР

Приточный воздух	Холодо-носитель	Типоразмер	1		2		3		4		5	
			kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs
27°C BS 19,5°C BU	7/12 °C	макс.	1,0	0,8	2,7	1,8	4,0	2,6	5,3	3,5	6,0	4,1
		сред.	0,9	0,6	2,2	1,4	3,5	2,3	4,3	2,8	5,4	3,6
		мин.	0,7	0,5	1,7	1,1	2,8	1,8	3,3	2,2	4,3	2,8
	10/15 °C	макс.	0,7	0,7	1,8	1,4	2,8	2,1	3,5	2,8	4,0	3,3
		сред.	0,6	0,5	1,5	1,2	2,5	1,8	2,1	2,1	3,6	2,9
		мин.	0,5	0,4	1,0	0,8	2,0	1,5	1,7	1,5	2,1	2,1
	13/18 °C	макс.	0,6	0,6	1,2	1,2	1,8	1,8	2,4	2,4	2,7	2,7
		сред.	0,5	0,5	0,9	0,9	1,6	1,6	1,7	1,7	2,4	2,4
		мин.	0,4	0,4	0,7	0,7	1,2	1,2	1,3	1,3	1,6	1,6
24 °C BS 17°C BU	7/12 °C	макс.	0,7	0,7	1,8	1,4	2,8	2,1	3,5	2,8	4,0	3,3
		сред.	0,6	0,5	1,2	1,1	2,4	1,9	2,1	2,1	3,6	2,9
		мин.	0,5	0,4	1,0	0,8	2,0	1,5	1,8	1,6	2,1	2,1
	10/15 °C	макс.	0,6	0,6	1,1	1,1	1,8	1,8	2,0	2,0	2,7	2,7
		сред.	0,5	0,5	0,9	0,9	1,6	1,6	1,7	1,7	2,0	2,0
		мин.	0,4	0,4	0,7	0,7	1,1	1,1	1,4	1,4	1,7	1,7
	13/18 °C	макс.	0,4	0,4	0,8	0,8	1,3	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5
		сред.	0,3	0,3	0,7	0,7	1,0	1,0	1,2	1,2	1,4	1,4
		мин.	0,3	0,3	0,5	0,5	0,8	0,8	1,0	1,0	1,2	1,2
21 °C BS 14,5°C BU	6/11 °C	макс.	0,6	0,6	1,2	1,2	2,0	1,8	2,1	2,1	3,0	3,0
		сред.	0,5	0,5	1,0	1,0	1,8	1,6	1,8	1,8	2,2	2,2
		мин.	0,4	0,4	0,8	0,7	1,2	1,2	1,5	1,5	1,8	1,8
	8/13 °C	макс.	0,5	0,5	1,0	1,0	1,6	1,6	1,8	1,8	2,0	2,0
		сред.	0,4	0,4	0,8	0,8	1,4	1,4	1,5	1,5	1,8	1,8
		мин.	0,3	0,3	0,7	0,7	1,0	1,0	1,2	1,2	1,5	1,5
Приточный воздух	Охлажденная вода	Типоразмер	6		7		8		9		10	
			kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs	kWt	kWs
27°C BS 19,5°C BU	7/12 °C	макс.	7,6	5,0	9,2	6,0	10,9	7,0	11,8	7,6	13,6	8,7
		сред.	6,3	4,1	7,9	5,1	9,3	6,0	10,4	6,7	12,0	7,7
		мин.	5,2	3,4	6,5	4,2	6,8	4,3	8,9	5,7	10,3	6,6
	10/15 °C	макс.	5,2	4,1	6,4	4,9	7,7	5,8	8,3	6,3	9,6	7,2
		сред.	4,3	3,3	5,5	4,2	6,6	4,9	7,4	5,5	8,6	6,3
		мин.	3,6	2,7	4,6	3,4	4,9	3,5	6,4	4,7	7,4	5,4
	13/18 °C	макс.	3,4	3,4	4,1	4,1	4,8	4,8	5,2	5,2	6,0	6,0
		сред.	2,8	2,8	3,5	3,5	4,1	4,1	4,6	4,6	5,3	5,3
		мин.	2,0	2,0	2,9	2,9	3,0	3,0	3,9	3,9	4,5	4,5
24 °C BS 17°C BU	7/12 °C	макс.	5,2	4,1	6,4	4,9	7,6	5,8	8,2	6,3	9,5	7,2
		сред.	4,3	3,3	5,5	4,2	6,5	4,9	7,2	5,5	8,4	6,4
		мин.	3,6	2,8	4,5	3,4	4,8	3,6	6,2	4,7	7,3	5,4
	10/15 °C	макс.	3,4	3,4	4,1	4,1	4,8	4,8	5,2	5,2	6,0	6,0
		сред.	2,8	2,8	3,5	3,5	4,1	4,1	4,6	4,6	5,3	5,3
		мин.	2,0	2,0	2,9	2,9	3,0	2,8	3,9	3,9	4,5	4,5
	13/18 °C	макс.	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,8	3,8	4,4	4,4
		сред.	1,6	1,6	2,6	2,6	3,0	3,0	3,4	3,4	3,9	3,9
		мин.	1,4	1,4	1,7	1,7	1,8	1,8	2,9	2,9	3,4	3,4
21 °C BS 14,5°C BU	6/11 °C	макс.	3,7	3,7	4,5	4,2	5,4	4,9	5,9	5,3	6,9	6,1
		сред.	3,1	3,1	3,9	3,6	4,7	4,2	5,2	4,7	6,1	5,4
		мин.	2,2	2,2	3,1	2,9	3,5	3,0	4,5	4,0	5,3	4,6
	8/13 °C	макс.	3,1	3,1	3,7	3,7	4,4	4,4	4,8	4,8	5,5	5,5
		сред.	2,1	2,1	3,2	3,2	3,7	3,7	4,2	4,2	4,9	4,9
		мин.	1,8	1,8	2,2	2,2	2,7	2,7	3,6	3,6	4,1	4,1

kWt: Полное количество теплоты (кВт)
kWs: Явное количество теплоты (кВт)

Таблица 4.2

ДАННЫЕ О ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЗР

Приточный воздух	Теплоносители	Типоразмер	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			kWt	kWt	kWt	kWt	kWt	kWt	kWt	kWt	kWt	kWt
28°C	85/70°C	макс.	3,3	6,7	9,5	13,2	15,3	18,6	22,0	25,4	27,8	31,4
		сред.	2,6	5,4	8,2	10,6	13,5	15,1	18,6	21,4	24,3	27,7
		мин.	1,9	4,0	6,5	8,0	10,5	12,3	15,0	15,4	20,6	23,4
	70/60°C	макс.	2,6	5,2	7,4	10,2	11,9	14,5	17,1	19,7	21,5	24,4
		сред.	2,0	4,2	6,4	8,2	10,5	11,7	14,4	16,6	18,8	21,4
		мин.	1,5	3,1	5,0	6,2	8,1	9,5	11,6	11,9	15,9	18,1
	50/40°C	макс.	1,3	2,8	4,1	5,6	6,4	7,9	9,4	11,0	11,9	13,6
		сред.	1,0	2,3	3,6	4,5	5,7	6,5	8,0	9,3	10,5	12,0
		мин.	0,8	1,7	2,8	3,5	4,5	5,3	6,5	6,7	9,0	10,2
15°C	85/70°C	макс.	3,7	7,3	10,5	14,5	16,9	20,5	24,2	27,9	30,5	34,5
		сред.	2,9	5,9	9,0	11,7	14,9	16,6	20,4	23,5	26,6	30,4
		мин.	2,1	4,4	7,1	8,8	11,5	13,5	16,5	16,8	22,6	25,7
	70/60°C	макс.	2,9	5,8	8,3	11,5	13,4	16,2	19,1	22,1	24,1	27,3
		сред.	2,3	4,7	7,1	9,2	11,8	13,1	16,1	18,6	21,1	24,0
		мин.	1,7	3,5	5,6	7,0	9,1	10,7	13,1	13,3	17,9	20,3
	50/40°C	макс.	1,6	3,4	5,0	6,8	7,8	9,6	11,4	13,3	14,5	16,5
		сред.	1,3	2,8	4,3	5,5	7,0	7,9	9,7	11,2	12,7	14,5
		мин.	1,0	2,1	3,4	4,2	5,4	6,5	7,9	8,1	10,8	12,3

kWt: Полное количество теплоты (кВт)

На основе результатов испытаний с использованием основных уравнений теплового баланса по полной и явной теплоте для теплообменивающихся сред, а также уравнения теплопередачи составлены номограммы для подбора фэнкойлов. Чтобы ускорить и облегчить правильный выбор необходимого типоразмера фэнкойла для любых условий эксплуатации (в том числе и для условий, отличных от приводимых в таблицах), ряд фирм-производителей предлагают специальные компьютерные программы. Несмотря на некоторые частные отличия компьютерные программы для расчета фэнкойлов имеют общую идеологию и подобный алгоритм расчета.

Исходные данные для подбора:

- температура воздуха по сухому и мокрому термометру (или относительная влажность воздуха) на входе в фэнкойл;
- начальная и конечная температура жидкости или начальная температура и расход жидкости;
- скорость вращения электродвигателя вентилятора фэнкойла (высокая, средняя). Обычно выбор проводят при высокой скорости, чтобы иметь возможность регулировать производительность в процессе эксплуатации, некоторые авторы рекомендуют проводить выбор при средней скорости;
- нагрузка на фэнкойл по полной и явной теплоте;
- максимальные потери давления в вентиляционной сети, на которую работает фэнкойл;
- допустимый уровень звукового давления в помещении.

В результате подбора и расчета получают:

- типоразмер фэнкойла, количество в помещении;
- расход воздуха и скорость вращения;
- действительное количество полной и явной теплоты, передаваемое в теплообменнике фэнкойла;
- уровень звуковой мощности шума, излучаемого фэнкойлом по всем октавным полосам и А-взвешенный уровень звукового давления в помещении в определенной точке помещения.

Обычно при выборе типоразмера фэнкойла по таблицам или номограммам, а также с помощью компьютерных программ в качестве определяющих принимают теплотехнические факторы: тепло- и холодопроизводительность и акустические факторы: уровень звукового давления в помещении. При этом не учитывают аэродинамические факторы: расход воздуха и параметры приточной струи, обеспечивающие создание и поддержание в обслуживаемой зоне помещения и на рабочих местах требуемых параметров: температуры и скорости воздуха.

Целесообразно подбирать типоразмер фэнкойла, ориентируясь на первичный фактор — производительность по воздуху, определяющий все остальные: количество передаваемой теплоты, параметры приточной струи, выпускаемой в помещение: рабочую разность температур (разность между температурой воздуха в помещении и в приточной струе), скорость выпуска воздуха, и уровень звуковой мощности шума, излучаемого фэнкойлом. Начальные параметры воздуха в приточной струе определяют в конечном счете условия теплового комфорта в обслуживаемой зоне помещения. Производительность по воздуху определяют путем выбора соответствующей скорости вращения вентилятора (Минимальная — Средняя — Максимальная). Требуемую тепло- и холодопроизводительность обеспечивают подбором числа рядов трубок теплообменника по ходу воздуха. Точный и быстрый расчет возможен с использованием компьютерной программы. В ее отсутствии с достаточной для инженерных расчетов точностью подбор типоразмера фэнкойла следует проводить в такой последовательности:

1. При построении процессов изменения состояния воздуха на I-d диаграмме определяют необходимый расход воздуха через фэнкойл из уравнения баланса теп-

Таблица 4.3

Допустимые значения А-взвешенного уровня звукового давления

Тип помещения	А-уровень звукового давления дБ(А)		среднее время отражения звука, с.
Квартиры (гост. номер) ночью жилое помещение днем помещение	35/30	30/25	0,5
	35	30	0,5
Аудитории телевиз. студия концертный зал оперный театр театр кинотеатр лекционный зал читальный зал кабинет учебный класс	30	25	1,5
	30	25	2,0
	30	25	1,5
	35	30	1,0
	40	30	1,0
	40	35	1,0
	40	35	1,0
	40	35	1,0
	40	35	1,0
Офисы конференц-зал комната отдыха комната для кофе малые офисы большие офисы	40	35	1,0
	40	35	0,5
	40	35	0,5
	40	35	0,5
	50	45	0,5
церковь музей служеб. помещение компьютерный зал лаборатория	35	25	3,0
	40	35	1,5
	45	40	1,5
	55	40	1,5
	45	40	2,0
ресторан кухня торговое помещение	40	55	1,0
	45	60	1,5
	45	60	1,0

* повышенные требования

лоты для помещения, выбирают типоразмер фэнкойла и уточняют расход воздуха при максимальной скорости вращения вентилятора, определяют на основе построения нагрузку по холоду на фэнкойл.

- 2. Используя таблицы холодо- и теплопроизводительности каталога выбирают число рядов трубок теплообменника по ходу воздуха для соответствующего типоразмера фэнкойла (смотри примеры в разделе III).
- 3. Проводят расчет воздухораспределения, определяя значение критерия Архимеда, геометрическую характеристику струи, расстояние отрыва настилающейся струи от потолка или высоту подъема воздушного фонтана, избыточную температуру и скорость воздуха в струе в «опасных» сечениях: в точке пересечения струи с границей обслуживаемой зоны, а также на рабочих местах, сравнивая полученные значения с допустимыми.
- 4. Выполняют расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке и сравнивают его с допустимыми значениями. Допустимые значения А-взвешенного уровня звукового давления в помещениях в зависимости от их назначения согласно Европейского стандарта по шуму VDI 2081 представлены в таблице 4.3.

5. Если все требования обеспечения комфортных условий в помещении (по температуре, скорости, шуму) выполняются, то расчет заканчивают, в противном случае изменяют скорость вращения вентилятора, расход воздуха, принимая к установке другой фэнкойл, и повторяют расчет.

Расчет уровня звукового давления в помещении в расчетной точке

Уровень звуковой мощности шума по октавным полосам, излучаемого фэнкойлом, определяется уровнем звуковой мощности шума, генерируемого вентилятором фэнкойла, скоростью воздуха на выходе из воздухораспределителей. В качестве параметра для оценки уровня звука используют также А-взвешенный уровень звуковой мощности и звукового давления, определяемые путем умножения шумовых характеристик в разных октавах на весовые коэффициенты в соответствии с чувствительностью человеческого уха. Эти характеристики получают при акустических испытаниях фэнкойлов соответствующего типоразмера для определенной скорости вращения вентилятора в соответствии с требованиями норм Eurovent 8/2 (ISO 3741/88) и приводят в каталогах. Результаты акустических испытаний фэнкойлов CLIVET отражены в соответствующих таблицах каталога. Например, для фэнкойлов типа F в таблице 4.4. в зависимости от типоразмера фэнкойла, скорости вращения и расхода воздуха через фэнкойл, приведены значения уровня звуковой мощности по октавным полосам шума, генерируемого фэнкойлом, значения А-взвешенного уровня звукового давления, уровней звукового давления по кривым NC, NR, измеренные на расстоянии 1,5 м от фэнкойла в помещении объемом 115 м³ со средними звукопоглощающими способностями. Время отражения звука принято 0,39 с, эквивалентная площадь поглощающей поверхности 38,4 м².

Значение уровня звукового давления в помещении зависит от количества источников шума: фэнкойлов, воздухораспределителей, звукопоглощающих свойств помещения и остаточного шума вентилятора от центральной системы кондиционирования воздуха, взаимного расположения источника шума и расчетной точки.

Октавные уровни звукового давления, создаваемые в расчетной точке источником шума (фэнкойлом) определяют по формуле:

$$L_p = L_w + 10 \cdot \lg(\Phi/4\pi r^2) + 4/A), \text{ дБ} \quad (1)$$

где

L_p — уровень звукового давления шума соответствующей октавной полосы, дБ,

L_w — уровень звуковой мощности шума соответствующей октавной полосы, дБ,

Φ — фактор направленности, определяемый по рис. 4.8.

A — эквивалентная площадь поглощающей поверхности, м²,

r — расстояние от источника шума до расчетной точки, м.

Эквивалентную площадь поглощающей поверхности A , м², помещения определяют по формуле:

$$A = 0.163 \cdot V/T, \quad (2)$$

где V — объем помещения, м³,

T — время отражения звука, характеризует звукопоглощающую способность внутренних ограждений в помещении, с (табл. 4.3.).

Аналогично, по формуле 1 определяют и А-взвешенный уровень звукового давления в помещении.

В Европейском стандарте по шуму VDI 2081 приведена диаграмма для определения разности между А-взвешенным уровнем звуковой мощности, излучаемой агрегатом, и А-взвешенным уровнем звукового давления в обслуживаемой зоне помещения. На рис 4.7 эта диаграмма дополнена полем для определения эквивалентной площади поглощающей поверхности в зависимости от объема помещения, его назначения, поглощательной способности стен. Исходя из объема помещения по диаграмме, в зависимо-

ти от его назначения, находят величину эквивалентной площади поглощающей поверхности. Например, при объеме помещения офиса ($\alpha = 0,15$) 200 м³ эта площадь составит 40 м². При расстоянии до фэнкойла 3 м и его вертикальной установке в углу помещения, фактор направленности 8 (рис. 4.8). Разность составит 7 дБ.

А-взвешенный уровень звуковой мощности, излучаемый фэнкойлом по каталогу, составляет 38 дБ (А).

А-взвешенный уровень звукового давления в помещении от фэнкойла равен

$$L_p = L_w - DL = 38 - 7 = 31 \text{ дБ(А)}.$$

Увеличение уровня для трех установок составит 4,6 дБ (рис. 4.9). Таким образом, ожидаемый А-взвешенный уровень звукового давления в помещении:

$$L_{pI} = L_p + \Delta L_3 = 31 + 4,6 = 35,6 \text{ дБ(А)}.$$

Допустимый уровень звукового давления составляет для офиса согласно таблице 4.3. 40 дБ (А).

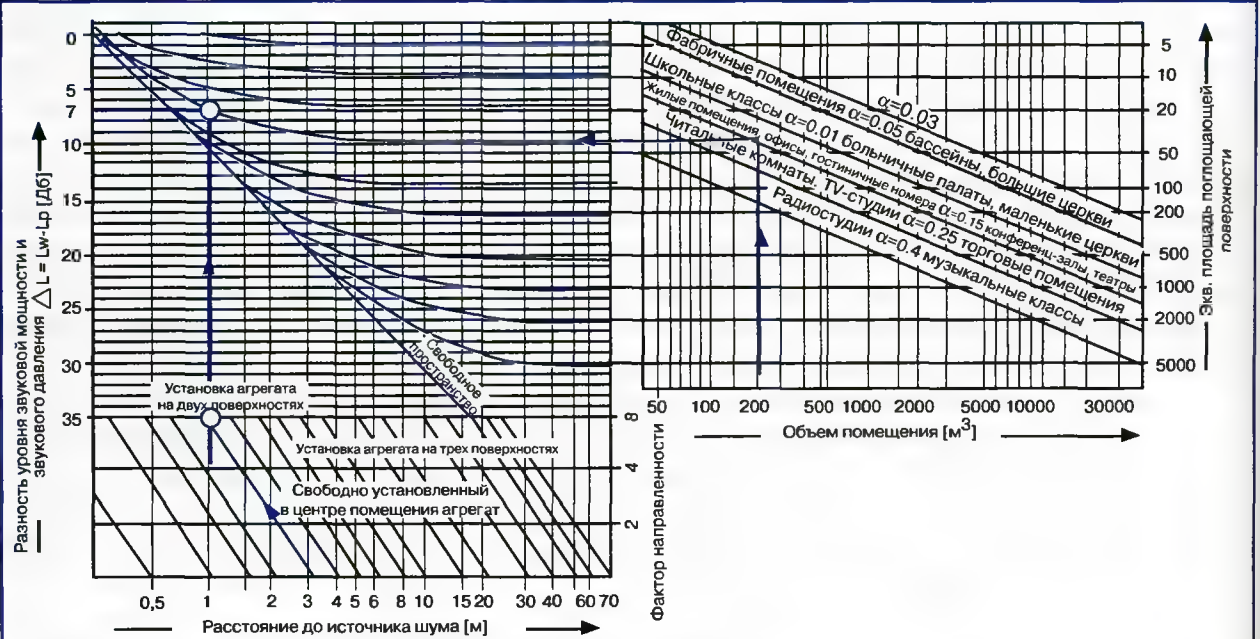


Рис. 4.7. Диаграмма для определения разности между уровнем звуковой мощности и уровнем звукового давления:

Поглощающий фактор α . Поверхность стены, которая поглощает акустические волны, имеет поглощающий фактор $\alpha = 1$.

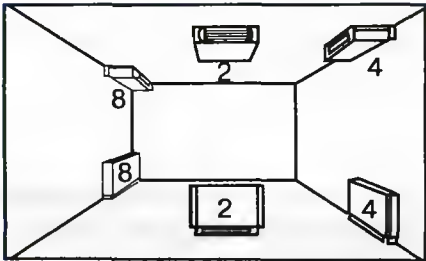


Рис. 4.8. Факторы направленности:

- Фактор направленности 2 (полусферическое окружение): единица установлена по центру.
- Фактор направленности 4 (четвертьсферическое окружение): единица установлена у стены или на потолке.
- Фактор направленности 8 (восьмая часть сферического окружения): единица установлена в углу.

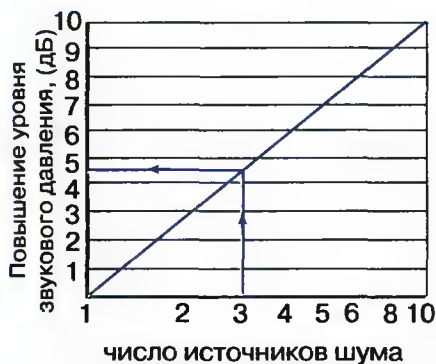


Рис. 4.9. Увеличение уровня звукового давления для нескольких источников шума в помещении

Если в широком частотном диапазоне присутствуют области с узкой полосой частот или отдельные тона с высокой интенсивностью (например у вентиляторов), то данных дБ(А) (средневзвешенный уровень) недостаточно, так как они не адекватны ощущаемому уровню шума. В этом случае дополнительно при определении параметров шума учитывают лимитные кривые (кривые эквивалентно ощущаемого шума), которые принимают во внимание частотный состав шума. Международно принят метод NR кривых (noise rating) (рис. 4.10). В США еще определяют параметры шума на основании NC (noise criteria) кривых.

В помещении необходимо, чтобы уровень звукового давления в каждой октановой полосе не превышал данные соответствующих кривых NC и NR.

Например, в помещении установлен фэнкойл F типоразмер 3, расход воздуха при максимальной скорости вращения 500 м³/час. Должны быть соблюдены требования NR40.

Из таблицы каталога «Акустические данные» определяем уровни звуковой мощности, излучаемой фэнкойлом по октановым полосам и заносим в таблицу 4.4.

Для расчета уровня звукового давления в отдельных октавах вычитаем из величины акустической мощности величину разности уровня звуковой мощности и уровня звукового давления, определенную по диаграмме на рис.4.7. Принимая значение 7 дБ по ре-

Таблица 4.4.

Расчет уровня звукового давления в помещении от фэнкойла CLIVET типа F типоразмер 3, расход воздуха при максимальной скорости вращения 500 м³/час

Средняя частота октановой полосы	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Уровень звуковой мощности фэнкойла, дБ	39	38	43	45	39	35	30	24
Снижение уровня звука в помещении, дБ	7	7	7	7	7	7	7	7
Уровень звукового давления в помещении, дБ	32	31	36	38	32	28	23	17

зультатам предыдущего примера, определяем уровень звукового давления в помещении по октановым полосам.

Полученные значения наносим на диаграмму рис. 4.10. Наивысший уровень в параметрах NR находится у NR 34 (500 гЦ). Требования NR 40 соблюдены, так как NR34 находится под уровнем NR40.

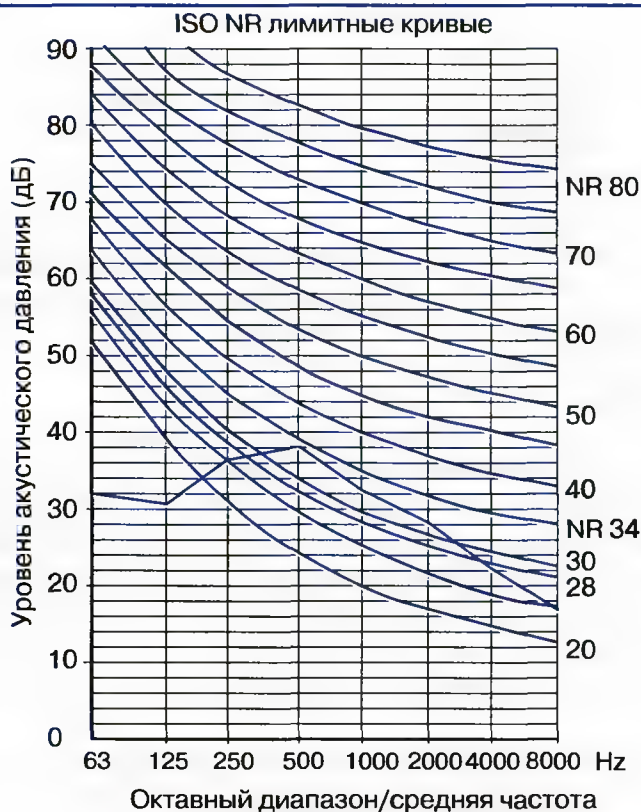


Рис. 4.10. NR лимитные кривые

Управление работой фэнкойла

Отдельные фирмы-производители поставляют фэнкойлы в комплекте с регулирующей арматурой на подводках и устройствами управления, другие, чаще всего предоставляют проектировщику самому выбрать способ управления и соответствующие регулирующие устройства, реже комплектуют фэнкойлы самыми простыми устройствами для управления.

Регулирование тепло-холодопроизводительности фэнкойлов возможно при изменении расхода воздуха через фэнкойл, расхода жидкости через теплообменник, а также при совместном регулировании расходов воздуха и жидкости. Изменение расхода воды через теплообменник (регулирование по воде) реализуют установкой регулирующих клапанов на трубопроводах, изменение расхода воздуха через фэнкойл (по воздуху) — регулированием скорости вращения электродвигателя вентилятора.

Число оборотов электродвигателя вентилятора изменяют чаще ступенчато трансформатором, реже плавно (фэнкойл ELFO). Обычно предусмотрено три скорости вращения: минимальная, средняя, максимальная.

С целью регулирования тепло-холодопроизводительности фэнкойлов на подводках к теплообменнику (в корпусе фэнкойла) устанавливают регулирующие клапаны, изменяющие расход тепло-холодоносителя через теплообменник. Часто их называют также регулируемыми вентилями. Различают трехходовые регулирующие клапаны с четырьмя или тремя патрубками для подключения и двухходовые. Первые бывают смесительными или распределительными.

Схема присоединения теплообменника фэнкойла к трубопроводам с установкой трехходового регулирующего клапана показана на рис. 4.11. С понижением температуры в помещении в режиме охлаждения регулирующий клапан закрывает прямой проход, уменьшая количество холодоносителя через теплообменник, открывает боковой проход, увеличивая количество холодоносителя через байпас, при повышении температуры

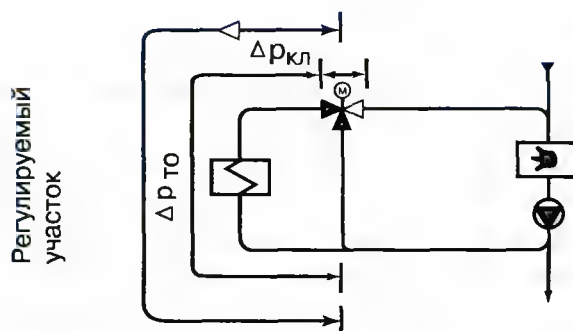


Рис.4.11. Схема присоединения теплообменника фэнкойла к трубопроводам с установкой трехходового клапана:

$\Delta p_{кл}$ — потери давления на регулирующем клапане;

$\Delta p_{то}$ — потери давления на теплообменнике фэнкойла.

в помещении в режиме нагревания действует аналогично. При трехходовом регулирующем клапане изменение расхода тепло-холодоносителя через теплообменник фэнкойла не изменит общий расход через регулируемый участок (фэнкойл, трехходовой вентиль, подводки), а только перераспределит его между теплообменником и байпасом. Изменение расхода через фэнкойл в одном помещении не вызовет изменение расхода через другие фэнкойлы и не приведет к гидравлической разрегулировке гидравлической сети. Расход тепло-холодоносителя на всех участках гидравлической сети и общий расход останется неизменным. Балансировка гидравлических контуров необходима только в процессе наладки системы. Это более простая система и более дешевая по инвестиционным вложениям.

Схема присоединения теплообменника фэнкойла к трубопроводам с установкой двухходового регулирующего клапана показана на рис. 4.12. При понижении температуры в помещении в режиме охлаждения регулирующий клапан уменьшает количество холодоносителя через теплообменник, при ее повышении в режиме нагревания — уменьшает количество теплоносителя. При двухходовых регулирующих клапанах изменение расхода тепло-холодоносителя через фэнкойл при регулировании температуры в помещении неизбежно вызовет изменение расхода на параллельных участках гидравлической сети трубопроводов и, как следствие, изменение температуры в остальных помещениях, что вызывает необходимость постоянного проведения гидравлической балансировки системы. В этих системах требуется применение автоматических балансировочных уст-

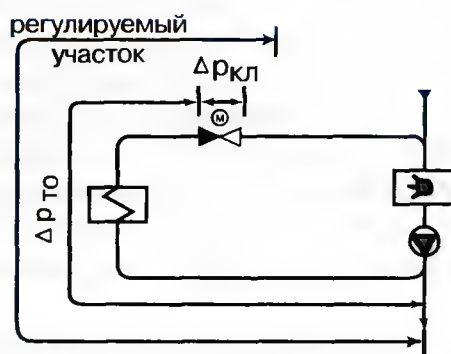


Рис.4.12. Схема присоединения теплообменника фэнкойла к трубопроводам с установкой двухходового клапана:

$\Delta p_{кл}$ — потери давления на клапане;

$\Delta p_{то}$ — потери давления на теплообменнике фэнкойла.

ройств, насосов с частотным регулированием, что удорожает систему. Двухходовые клапаны предназначены для систем с переменным расходом тепло-холодоносителя. Преимуществом таких систем является экономия электроэнергии при снижении расхода тепло-холодоносителя, частичное уменьшение потерь холода и теплоты при транспортировке по трубопроводам. Таким образом инвестиционные затраты будут выше, чем в системе с трехходовыми регулирующими клапанами, но в процессе эксплуатации они быстро окупятся за счет снижения расхода электроэнергии и бесполезных затрат холода и теплоты и в дальнейшем принесут значительную выгоду заказчику.

Управление регулирующими клапанами может быть реализовано следующими исполнительными механизмами:

- выносным термостатом с дистанционным датчиком-термобаллоном;
- электротермическим приводом, когда реализуется двухпозиционное регулирование «открыто-закрыто»;
- реверсным сервоприводом, когда реализуется плавное или модуляционное трехпозиционное регулирование.

Термостатические вентили являются пропорциональными регуляторами прямого действия, работающими без дополнительной электрической энергии, применяются в системах водяного отопления для регулирования теплоотдачи отопительных приборов. Термостатические вентили непрерывно регулируют температуру воздуха в помещении путем изменения расхода тепло-холодоносителя. Для открытия и закрытия термостатического вентиля на расстоянии (в среднем до 15 м) используется термостатическая головка- датчик . При регистрации датчиком повышения температуры в помещении или воздуха на выходе из теплообменника фэнкойла вентиль в контуре охлаждения открывается, в контуре отопления закрывается. Применяются как двухходовые так и трехходовые термостатические вентили, например, двухходовые термостатические вентили для контуров охлаждения серии «КТ», трехходовые распределительные вентили фирмы Oventrop, двухходовые термостатические клапаны с предварительной настройкой, трехходовые термостатические клапаны с автоматическим регулированием байпаса фирмы Heimeier, радиаторные регуляторы RTD фирмы Danfoss. Это самый простой и дешевый способ регулирования температуры воздуха в помещении, однако он требует установки автоматической балансировочной арматуры. Для регулирования производительности фэнкойлов применяется редко. При невысоких требованиях к точности поддержания заданной температуры воздуха в помещении чаще применяют регулирование только по воздуху в отсутствие регулирующих вентилей на тепло-холодоносителе.

Двухпозиционный термоэлектрический сервопривод в комплекте с регулирующим клапаном и комнатными термостатами обеспечивает индивидуальное регулирование температуры воздуха в помещении путем полного прекращения подачи тепло-холодоносителя в теплообменник фэнкойла. Термоэлектрический сервопривод работает с растяжимым чувствительным элементом, нагреваемым в электрической цепи, что обеспечивает бесшумную работу при малом потреблении энергии. Приводы поставляются в исполнении «при отсутствии напряжения закрыт (открыт)». При таком способе регулирования неизбежно колебание температуры воздуха в помещении (рис. 4.13)

Более высокое качество регулирования температуры воздуха в помещении достигается при плавном трехпозиционном регулировании с помощью электрического сервопривода (рис. 4.14).

Управление электротермическим приводом может быть простым при помощи выключателей и термостата или более сложным с использованием микропроцессорных блоков управления, управление электрическим сервоприводом осуществляется только с помощью микропроцессорных блоков управления.

Выбор способа управления и его технического оснащения определяется требованиями к точности поддержания температуры на заданном уровне, допустимой величиной

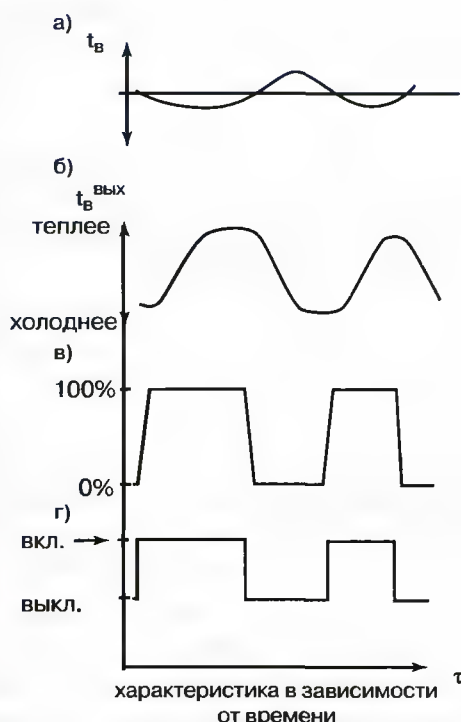


Рис. 4.13. Графики изменения параметров при двухпозиционном регулировании
 а) температура в помещении; б) средняя температура воздуха на выходе из фэнкойла;
 в) степень открытия клапана; г) управляющий сигнал для клапана

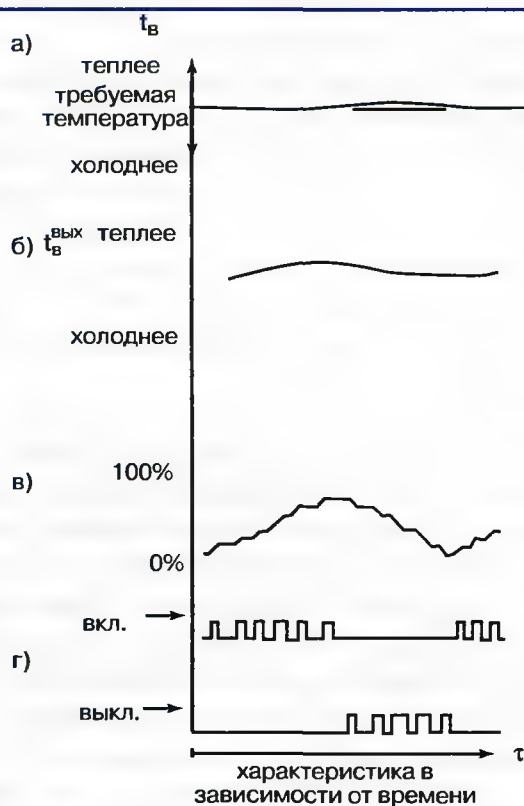


Рис. 4.14. Графики изменения параметров при плавном трехпозиционном регулировании
 а) температура в помещении; б) средняя температура воздуха на выходе из фэнкойла;
 в) степень открытия клапана; г) управляющий сигнал

ее отклонения, режимом работы системы: только на рециркуляционном воздухе или со смешением с наружным, только охлаждение, только отопление или охлаждение и отопление, наличием дополнительного электронагревателя, типом системы: двухтрубная, четырехтрубная (табл. 4.5).

Первый способ реализует простое управление с помощью пульта и термостата (двухпозиционное регулирование). Предусмотрено: настройка требуемой температуры воздуха в помещении, выключатель «вкл/выкл», ручное переключение скорости вентилятора, двухпозиционный регулирующий клапан «открыто-закрыто». Этот способ рекомендуется применять, когда фэнкойл работает только на рециркуляционном воздухе в двухтрубных системах в режимах только охлаждения или только отопления, а также охлаждения и отопления; в четырехтрубных системах — в режимах отопления и охлаждения. Способ чаще всего реализован в фэнкойлах CLIVET.

Второй и третий способы реализуют микропроцессорное управление с ограниченными функциями. Предусмотрено: настройка требуемой температуры воздуха в помещении, выключатель «вкл/выкл», ручное и автоматическое переключение скорости вентилятора, автоматический или ручной переключатель режимов охлаждения/отопление, двухпозиционный регулирующий клапан «открыто-закрыто» или модуляционный трехпозиционный регулятор. Микропроцессорное управление с простым двухпозиционным регулятором применяется для регулирования температуры воздуха в помещении, когда фэнкойл работает только на рециркуляционном воздухе в двухтрубных системах в режимах только охлаждения или только отопления (например, в кассетном фэнкойле РСС VA), а также охлаждения и отопления, в четырехтрубных системах — в режимах отопления и охлаждения. Микропроцессорное управление с модуляционным трехпозиционным регулятором применяется в режимах только охлаждения или только отопления, а также охлаждения и отопления в двухтрубных системах.

Для фэнкойлов со смешением наружного воздуха в двухтрубных системах, работающих в режимах только отопления или только охлаждения, отопления и охлаждения, в четырехтрубных системах — в режиме отопления и охлаждения рекомендуется применять микропроцессорное управление с модуляционным трехпозиционным регулятором. Наряду с предыдущими функциями предусмотрено дополнительно: переключение режима рециркуляции на режим смешения рециркуляционного воздуха с наружным, переключение режима отопления или охлаждения для четырехтрубных систем, настройка минимальной температуры на поверхности теплообменника в режиме отопления, программирование во времени и т.д.

Для фэнкойлов, работающих на рециркуляционном воздухе, а также со смешением с наружным воздухом во всех режимах, включая дополнительный электрический нагреватель, может применяться более сложное цифровое микропроцессорное управление с регулированием температуры воздуха в помещении и температуры подаваемого воздуха фэнкойлом с модуляционным трехпозиционным регулированием (пятый способ) с возможностью включения в общую компьютерную сеть управления зданием. Такое же управление возможно для фэнкойлов, работающих на рециркуляционном воздухе, с простым двухпозиционным регулятором (четвертый способ) для всех режимов работы. При микропроцессорном управлении переключение скорости вентилятора может осуществляться вручную или в автоматическом режиме в зависимости от разности заданного значения температуры воздуха в помещении и фактического значения.

В зависимости от программы, заложенной в контроллере, некоторые функции для конкретных типов фэнкойлов могут изменяться (смотри описание фэнкойлов CLIVET).

Способы регулирования реализуются с помощью устройств управления, которыми комплектуется фэнкойл, от самых простых — комнатных термостатов до сложных — микропроцессорных контроллеров. Например, в комплекте с фэнкойлами могут быть использованы следующие устройства.

Таблица 4.5.

Выбор способа управления фэнкойлом и устройств для его реализации

Режимы работы при регулировании температуры воздуха в помещении и способ управления		Цифровой универсальный блок управления, возможно подключения к системе управления инженерными системами здания				Микропроцессорный блок управления с ограниченными функциями		Управление с помощью термостата и пульта	
Режим работы	Способ управления	Двухпозиционный регулятор, вкл/выкл	Модуляционный трехпозиционный регулятор	Двухпозиционный регулятор, вкл/выкл	Модуляционный трехпозиционный регулятор	Двухпозиционный регулятор, вкл/выкл	Модуляционный трехпозиционный регулятор	Двухпозиционный регулятор, вкл/выкл	Двухпозиционный регулятор, вкл/выкл
Рециркуляция	Только отопление	x		x		x	x		x
	Только охлаждение	x		x		x	x		x
	Отопление или охлаждение	x		x		x	x		x
	Охлаждение и дополнительное электрическое отопление	x		x		x			x
	Отопление и дополнительное электрическое отопление	x		x					
	Отопление или охлаждение и дополнительное электрическое отопление	x		x					
Смешение	Отопление и охлаждение	x				x			x
	Отопление, дополнительное электрическое отопление и охлаждение	x							
	Только отопление			x			x		x
	Только охлаждение			x			x		
	Отопление или охлаждение			x			x		
	Охлаждение и дополнительное электрическое отопление			x					
Отопление	Отопление и дополнительное электрическое отопление			x					
	Отопление или охлаждение и дополнительное электрическое отопление			x					
	Отопление и охлаждение								
	Отопление, дополнительное электрическое отопление и охлаждение								
	Только отопление								
	Только охлаждение								

Пульт управления, устанавливаемый на фэнкойле, с ручкой настройки температуры внутреннего воздуха и переключателем Лето/Зима на панели. Предусматривает изменение уставки температуры воздуха в помещении (от 4 до 40°C — дифференциал 1.5°C) и ручной выбор режима работы (переключение): охлаждение (Лето), отопление (Зима). Датчик температуры размещается на входе рециркуляционного воздуха в теплообменник фэнкойла

Комнатный настенный термостат с капиллярным термочувствительным элементом, с ручкой настройки температуры внутреннего воздуха и переключателем Лето/Зима на панели. Предусматривает изменение уставки температуры воздуха в помещении (от 4 до 40°C — дифференциал 1.5°C) и ручной выбор режима работы (переключение): охлаждение (Лето), отопление (Зима).

Комнатный настенный термостат с трехступенчатым регулятором (МИН- НОРМ- МАКС) скорости вентилятора и двухпозиционным переключателем «Включено-Выключено».

Дистанционный электронный комнатный термостат (например, поставляемые CLIVET TY170, TY172), оборудованный двухпозиционным переключателем Включено/Выключено, ручным переключателем режима работы (охлаждение/вентиляция/отопление), ручным переключателем скорости вращения вентилятора и переключателем электронагревателя. Может использоваться для 2-х и 4-х трубных систем. Предусматривает возможность изменения уставки температуры для одного фэнкойла, работающего как в режиме отопления, так и в режиме охлаждения. Предназначен для настенного монтажа, может монтироваться на фэнкойле, в этом случае датчик температуры размещается на входе рециркуляционного воздуха в теплообменник фэнкойла

Электронный комнатный термостат, оборудованный двухпозиционным переключателем (включено/выключено), автоматическим переключением скорости вентилятора и автоматическим переключением режимов работы (охлаждение/нагревание), а также светодиодной индикацией режима работы и индикацией скорости вращения вентилятора. Предусматривает изменение уставки температуры воздуха в помещении (от 5 до 30°C — дифференциал 0.5°C), с нерегулируемым диапазоном температуры (может быть настроен от 1 до 10°C). Термостаты данного типа могут использоваться для управления двух- или трехходовыми регулирующими клапанами по воде. Предназначен для настенного монтажа, может монтироваться на фэнкойле, при этом датчик температуры размещается на входе рециркуляционного воздуха в фэнкойл.

Электронный контроллер на базе микропроцессора для регулирования температуры воздуха в помещении (от 10 до 30°C — дифференциал 0.5°C) с использованием регулирующих клапанов, смонтированных на подводках к теплообменнику фэнкойла. Контроллер предназначен для настенного монтажа. Предусмотрено изменение уставки температуры воздуха в помещении (с помощью потенциометра). Температура воздуха в помещении измеряется с помощью встроенного (стандартное исполнение) или выносного (дополнительная опция) датчика температуры. Контроллер обеспечивает следующие режимы регулирования:

- Регулирование по одному каналу — работа в режиме охлаждения или нагрева с одним пропорциональным регулирующим клапаном (2-х трубные системы).
- Регулирование по двум каналам — пропорциональное регулирование клапана 1 в режиме отопления и пропорциональное регулирование клапана 2 в режиме охлаждения (4-х трубные системы).

Выбор режима работы (охлаждение/отопление) может быть выполнен как в ручном режиме, так и автоматически (с помощью термореле). Регулируемый диапазон изменения температуры (зона нечувствительности) (от 0.5 до 2°C) используется для определения типа режима при автоматическом переключении режимов при двухканальном регулировании.

Термостат защиты от замерзания предназначен для защиты от замерзания воды в теплообменнике фэнкойла со смешением наружного воздуха. При понижении темпе-

ратуры смеси наружного и рециркуляционного воздуха до температуры 0°C (дифференциал 2.0°C) закрывается заслонка с электроприводом на заборе наружного воздуха.

Термостат минимальной температуры воды, устанавливается на оребрении теплообменника, имеет фиксированное значение уставки ($42^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$ — дифференциал 10°C). Не допускает включение вентилятора, если температура на поверхности теплообменника не достигла температуры уставки в режиме отопления.

Расчет и подбор регулирующего клапана

После выбора способа управления и типа регулирующего клапана: двухходового или трехходового, его необходимо правильно рассчитать и подобрать. Расчет и подбор регулирующего клапана зависит от выбранного способа регулирования.

При двухпозиционном регулировании (с электротермическим приводом) подбирают регулирующий клапан с минимальным диаметром при заданном расходе воды так, чтобы перепад давления на нем не превысил максимальные потери 25 кПа при охлаждении и 15 кПа при отоплении. Эти значения могут уточняться фирмой-производителем. Подбор осуществляют по номограмме для соответствующего терморегулирующего клапана по данным фирмы-производителя, пример такой номограммы для трехходового регулирующего клапана фирмы Cazzaniga представлен на рис. 4.16. На диаграмму нанесены также пунктирные линии для определения потерь давления на байпасной линии.

Пример расчета:

Дано:

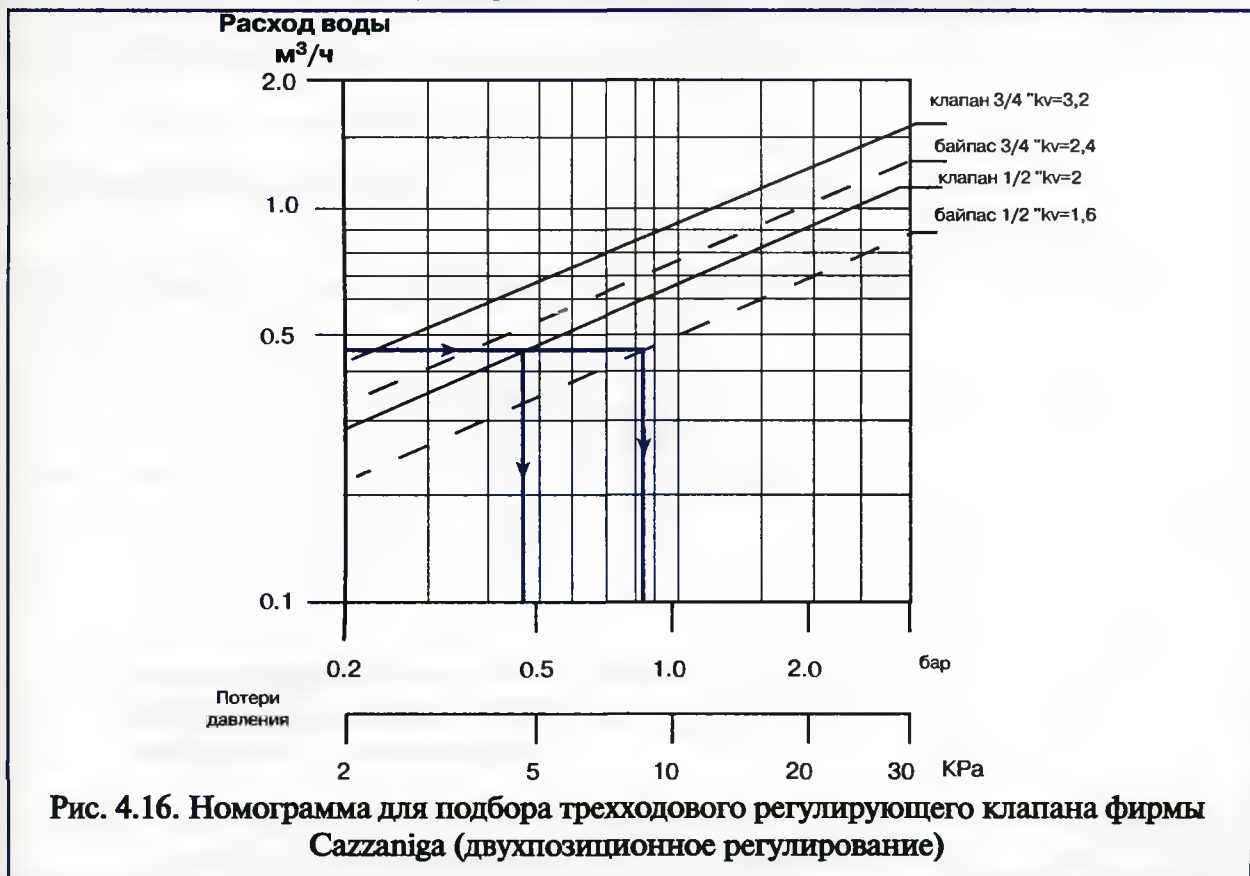
Расход воды через теплообменник фэнкойла $G=0,47 \text{ м}^3/\text{час}$.

Потери давления на теплообменнике 14,4 кПа.

Принимаем клапан диаметром 15мм (1/2") с $K_v=2 \text{ м}^3/\text{час}$.

Потери давления на прямом ходе $\Delta P=4,7 \text{ кПа}$, на байпасе — $\Delta P=8,0 \text{ кПа}$.

Для регулирующих клапанов с плавным регулированием (с помощью пульта и термостата или с сервоприводом) от правильно выбранного клапана зависит качество ре-



гулирования, определяемое соответствием хода затвора регулирующего клапана σ определенному требуемому расходу воды через клапан. При подборе регулирующего клапана с плавным регулированием используют общие принципы независимо от того, где клапан установлен: на теплообменнике фэнкойла, на воздухоохладителе или воздухонагревателе центрального кондиционера.

Работа регулирующего клапана характеризуется величиной пропускной способности K_v , м³/час, и пропускной характеристикой. Коэффициент условной пропускной способности равен расходу жидкости через клапан в м³/час с плотностью 1000 кг/м³, при перепаде давлений на нем 0,1МПа (1 бар). Условный коэффициент пропускной способности определяется по формуле:

$$K_v = q \psi \sqrt{\frac{\rho}{1000 \Delta P}},$$

(3)

где q — объемный расход жидкости через клапан, м³/час;
 ψ — коэффициент, учитывающий влияние вязкости жидкости, определяемый в зависимости от числа Рейнольдса:

$$Re = 3530 \frac{q}{\nu \cdot d}$$

(4)

по графику 4.17;

- ρ — плотность жидкости, кг/м³;
- ν — кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, см²/с;
- d — диаметр условного прохода клапана, мм;
- ΔP — потери давления на регулирующем клапане при максимальном расходе жидкости через него, МПа.

Пропускная характеристика — зависимость относительной пропускной способности $\sigma = \frac{K_v}{K_{vy}}$ от относительного перемещения затвора клапана $\ell = \frac{S}{S_y}$, где K_v , K_{vy} — коэффициенты пропускной способности действительный и условный, м³/час, S , S_y — действительный и условный ход затвора, мм. Иногда она называется идеальной характеристикой регулирующего клапана.

Чаще регулирующие клапаны выпускаются с линейной пропускной характеристикой:

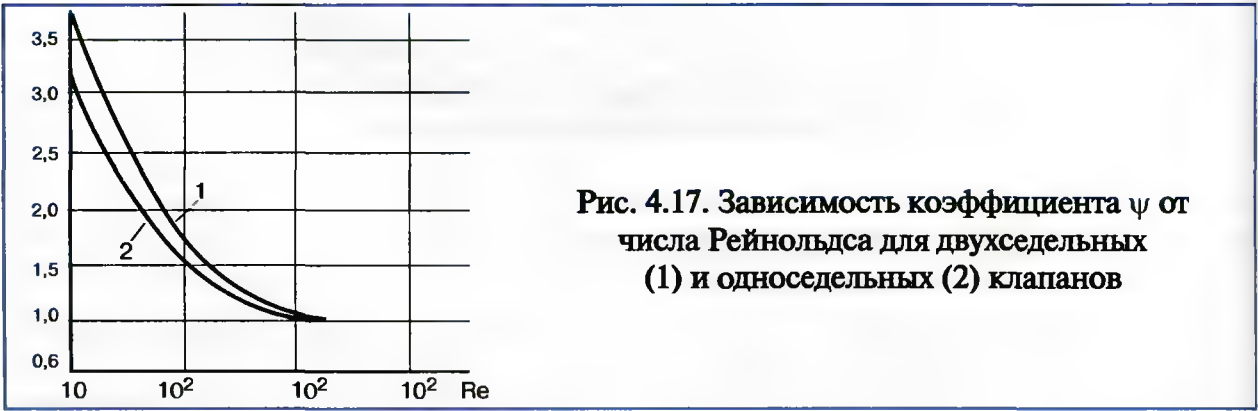
$$\sigma = \ell$$

(5)

реже равнопроцентной:

$$\sigma = 0,04^{1-\ell}.$$

(6)



Реальная картина изменения расхода жидкости через клапан отличается от идеальной и характеризуется рабочей характеристикой клапана, которая выражает зависимость относительного расхода жидкости от хода затвора. На нее оказывают влияние параметры регулируемого участка. Под регулируемым участком понимается участок сети, включающий технологический элемент регулирования (теплообменник фэнкойла, воздухоохладитель, воздушонагреватель), трубопроводы, арматуру, регулирующий клапан, перепад давления на котором остается постоянным в процессе регулирования или колеблется в относительно малых пределах $\pm 10\%$. Перепад давления на регулируемом участке складывается из перепада давления на регулирующем клапане и перепада давления на остальных элементах технологической сети. Схема регулируемого участка и распределение давлений при установке двухходового клапана показана на рис. 4.12, при установке трехходового клапана на рис. 4.11. Соотношение перепада давления на клапане и перепада давлений на регулируемом участке оказывает существенное влияние на вид расходной характеристики, эта величина в литературе зарубежной и отечественной называется по-разному: коэффициент управления, относительное сопротивление клапана.

Обозначим отношение $\frac{\Delta P}{\Delta P_{py}} = n$.

Можно построить несколько рабочих характеристик сети в зависимости от отношения n , пример такого построения приведен на рис. 4.18 а для регулирующего клапана с линейной пропускной характеристикой, на рис. 4.18 б для регулирующего клапана с равнопроцентной (логарифмической) пропускной характеристикой. При закрытии регулирующего клапана фактический расход жидкости через клапан оказывается больше, чем теоретический, и это отклонение тем больше, чем больше значение относительного сопротивления клапана. Идеальная характеристика соответствует $n=1$, когда перепад давления в сети бесконечно мал, в этом случае расходная и идеальная характеристика совпадают. Наименьшее отклонение от идеального вида рабочие расходные характеристики имеют при $n \geq 0.5$. Таким образом, перепад давления на регулирующем клапане должен быть больше или равен половине от общего перепада давления на регулируемом участке, или больше или равен перепаду давления на элементах технологической сети:

$$\Delta P \geq 0,5 \Delta P_{py} \quad \text{и} \quad \Delta P \geq \Delta P_c \quad (7)$$

Правильно подобранным считается такой клапан, который полностью открыт при максимальном объеме протекающей воды и для которого выполняются эти соотношения.

Водяной регулирующий клапан, поставленный без расчета, можно определить визуально на системе после ее монтажа. Сечение такого клапана обычно совпадает с сечени-

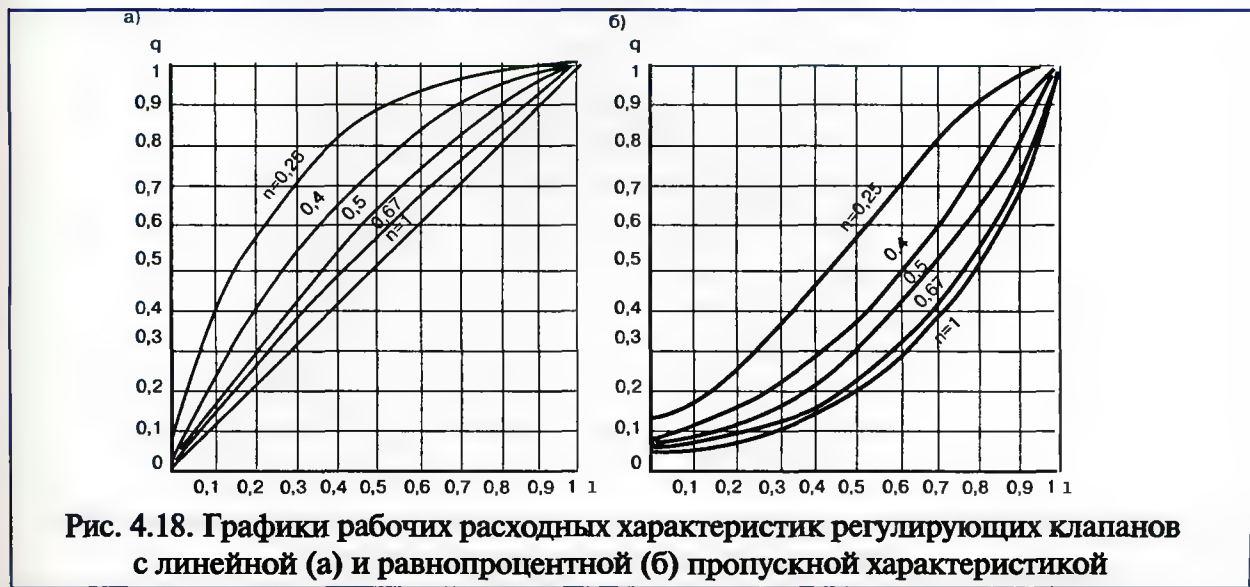


Рис. 4.18. Графики рабочих расходных характеристик регулирующих клапанов с линейной (а) и равнопроцентной (б) пропускной характеристикой

ем трубопровода на регулируемом участке (регулирующий клапан на воздухоохладителе или воздухонагревателе центрального кондиционера). Правильно выбранный клапан имеет сечение меньше, чем сечение трубопровода.

Подбор регулирующего клапана осуществляют по коэффициенту пропускной способности с помощью номограммы для регулирующего клапана соответствующей фирмы-производителя. Пример такой номограммы для седельного трехходового регулирующего клапана VRG3 фирмы Danfoss приведен на рис. 4.19.

Пример расчета.

Дано:

Нагрузка по холоду на фэнкойл $Q_x = 0,85$ кВт.

Массовый расход воды через теплообменник фэнкойла

$$G = \frac{3,6Q_x}{c\Delta t} \text{ кг/час}$$

где Q_x – нагрузка по холоду, кВт.

Δt – перепад температур холодоносителя на входе и выходе из фэнкойла принимаем 5°C.

$$G = \frac{0,85 \cdot 10^3 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 5} = 146,2 \text{ кг/час}$$

Объемный расход воды $q = G/\rho = 146,2/1000 = 0,146 \text{ м}^3/\text{час}$

Перепад давления в теплообменнике определяем по таблице для фэнкойла Delonghi FC10

$$\Delta p = 7,3 \text{ кПа.}$$

Подбираем трехходовой регулирующий клапан по номограмме так, чтобы перепад давления на регулирующем клапане был больше перепада давления в теплообменнике с учетом запаса на потери в трубопроводах, запорной арматуре:

при $G = 146,2$ кг/час по номограмме на рис.4.19. определяем $K_{vs}=0,4 \text{ м}^3/\text{час}$ регулирующего клапана диаметром R 1/2” (15 мм) и потери давления на клапане $\Delta p=15 \text{ кПа}$. При $K_{vs}=0,63 \text{ м}^3/\text{час}$ потери давления на клапане $\Delta p=5,8 \text{ кПа}$ и соотношение давления будет меньше 1. Поэтому принимаем клапан с $K_{vs}=0,4$.

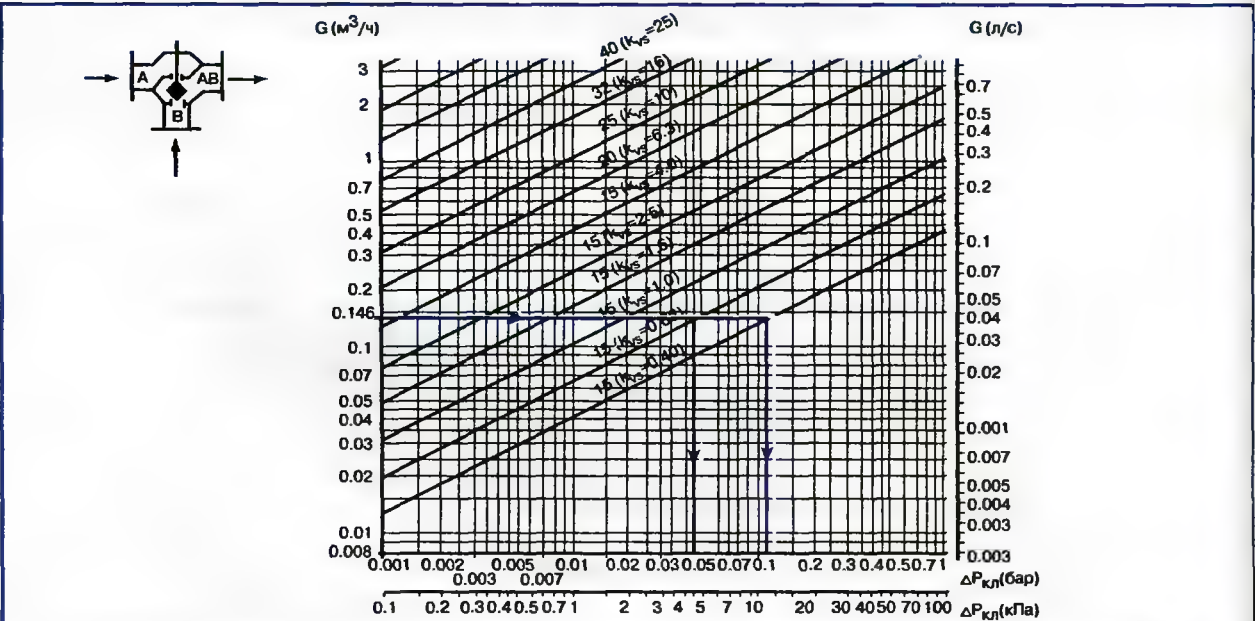


Рис. 4.19. Номограмма для подбора трехходового регулирующего клапана VRG3 фирмы Danfoss (плавное регулирование)

РАЗДЕЛ V



Основы расчета и подбора холодильной машины

Чиллер-водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина	156
Принцип работы и устройство парокомпрессионной холодильной машины.	156
Теоретический и реальный цикл одноступенчатой паровой компрессионной машины на lgP-i диаграмме	159
Теоретическая и действительная индикаторная диаграмма сжатия рабочего вещества в компрессоре	168
Температурный режим работы парокомпрессионной холодильной машины.	171
Характеристики парокомпрессионной холодильной машины ..	173
Подбор холодильной машины	179
Порядок расчета холодильной машины	180

Чиллер-водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина

В центрально-местных системах кондиционирования воздуха для охлаждения или для нагревания воды, циркулирующей в системе холодо- теплоснабжения, используется чиллер.

По принципу работы чиллер относится к водоохлаждающим парокомпрессионным холодильным машинам. Многие чиллеры могут работать в режиме реверсирования холодильного или водяного цикла, как тепловые насосы. В термодинамическом и конструктивном отношении парокомпрессионный тепловой насос представляет собой обычную холодильную машину, также как и холодильная машина отнимает теплоту от среды с более низкой температурой, повышает температурный потенциал рабочего вещества с помощью термодинамического цикла, и отдает теплоту другой среде. Особенность теплового насоса по сравнению с холодильной машиной заключается в том, что основное назначение холодильной машины — отбор теплоты у охлаждаемой среды при низкой температуре, а отдача теплоты при высокой температуре является побочным процессом. В тепловом насосе, наоборот, получение теплоты более высокого потенциала является основным процессом, а отбор теплоты у низкопотенциального источника — побочным процессом. Возможно комбинированное получение холода и теплоты, тогда оба назначения равноценны. Циклы холодильной машины, теплового насоса и машины для комбинированной выработки теплоты и холода принципиально не отличаются друг от друга. Это обратные циклы Карно, работающие в разных температурных интервалах:

- а) цикл холодильной машины — от температуры охлаждения до температуры окружающей среды;
- б) теплонасосный цикл — от температуры источника низкопотенциальной теплоты (окружающей среды) до рабочей температуры (потребителя);
- в) цикл при комбинированной выработке холода и теплоты — от температуры охлаждения до рабочей температуры (потребителя).

В последующем изложении теоретических основ будем пользоваться названием парокомпрессионная холодильная машина в том числе и применительно к тепловому насосу. Знание теоретических основ необходимо для правильного выбора чиллера с учетом расчетных условий его работы, определения фактической производительности чиллера по холоду и теплоте, что особенно важно для чиллера, работающего в режиме теплового насоса, для управления работой чиллера при изменяющихся реальных условиях его работы, для выявления аномалий в работе чиллера. Для этого следует рассмотреть некоторые теоретические положения, лежащие в основе работы парокомпрессионной холодильной машины. Особенно важным представляется учет взаимной связи работы холодильной машины с источниками и потребителями теплоты и холода.

Принцип работы и устройство парокомпрессионной холодильной машины

Принцип получения искусственного холода основан на простых физических процессах изменения фазового и термодинамического состояния особых рабочих веществ: испарении, конденсации, расширении и сжатии. Рабочие вещества, используемые в холодильной технике, называют холодильными агентами. Чтобы охладить какую то среду необходимо, чтобы она контактировала с другой средой, имеющей более низкую температуру, отвод теплоты также возможен, если температура кипения другой среды ниже, чем температура охлаждаемой среды, последнее и используется в парокомпрессионных холодильных машинах для отбора теплоты от охлаждаемой среды. Назовем другую среду рабочим веществом, которое при подводе теплоты от охлаждаемой среды, кипит (испаряется), то есть из жидкого состояния переходит в насыщенный пар. Температура кипе-

ния зависит от давления рабочего вещества. Можно подобрать такое давление для определенного рабочего вещества, чтобы получить необходимую температуру кипения и охладить среду до требуемой температуры. Чтобы вернуть рабочее вещество из состояния насыщенного пара в жидкое состояние, необходимо осуществить процесс конденсации. Это возможно при контакте рабочего вещества со средой, температура которой ниже, чем температура конденсации. Теплота, выделяемая при конденсации, будет передаваться нагреваемой среде. Если процесс испарения и конденсации протекает при одинаковом давлении, то возможен только перенос теплоты от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой, этот принцип используется в тепловых трубах. При охлаждении исходной среды до температуры ниже температуры окружающей среды необходимо, чтобы температура конденсации и соответственно давление были выше, чем температура и давление испарения. Согласно второму закону термодинамики перенос теплоты от одной среды к другой с повышением ее потенциала возможен только при подводе энергии извне. Для повышения давления испарения до давления конденсации необходимо осуществить процесс адиабатного сжатия рабочего вещества, затратив при этом внешнюю работу. После конденсации паров рабочего вещества его давление должно быть снижено до давления испарения, что возможно осуществить путем адиабатного расширения в детандере или дросселирования в капиллярной трубке или терморегулирующем вентиле. Таким образом, замкнутый цикл изменения состояния рабочего вещества, состоящий из процесса 1-2 сжатия насыщенных паров рабочего вещества, 2-3 процесса конденсации, т.е. превращения паров в жидкость, 3-4 процесса расширения, 4-1 процесса испарения, называемый обратным циклом Карно, реализует процесс получения искусственного холода в парокомпрессионной холодильной машине. В замкнутом контуре циркулирует одно и то же количество рабочего вещества. Основные компоненты парокомпрессионной холодильной машины: I-компрессор, осуществляющий сжатие рабочего вещества, II-теплообменник-конденсатор, где рабочее вещество превращается из перегретого пара в насыщенный и затем в жидкость, III- устройство для расширения рабочего вещества, где происходит снижение давления от значения давления конденсации до значения давления испарения и IV-теплообменник-испаритель, где рабочее вещество превращается из жидкости в насыщенный пар (Рис. 5.1).

Для описания элементарных процессов изменения состояния рабочего вещества, из которых состоит рабочий цикл, делается целый ряд допущений: рабочее вещество рассматривается как идеальный газ и все процессы изменения его состояния (адиабатное сжатие и расширение, изобарные процессы кипения и конденсации) описываются, как для идеального газа. В термодинамике принято изображать процессы изменения состояния идеального газа в T - S диаграмме, где по оси абсцисс откладывается энтропия S , а по оси ординат — абсолютная температура T (Рис. 5.2). На диаграмме в области влажного пара показаны основные линии, характеризующие процессы:

- 1-2 — адиабатное сжатие;
- 2-3 — изобарный процесс конденсации с отводом скрытой теплоты парообразования;
- 3-4 — адиабатное расширение в детандере;
- 4-1 — изобарный процесс испарения (кипения) с подводом теплоты от охлаждаемой среды.

Количество подведенной теплоты определяется площадью под линией 1-4 ($T_u = \text{const}$). Количество отведенной теплоты — площадью под линией 2-3 ($T_k = \text{const}$), термический тепловой эквивалент работы сжатия — площадью прямоугольника 1-2-3-4.

Практически детандер заменяют дросселирующим устройством (капиллярной трубкой или терморегулирующим вентилем), при этом процесс снижения давления идет по линии постоянной энтальпии, в компрессор всасываются сухие насыщенные пары или, что лучше перегретые, неизбежно переохлаждение жидкого хладагента. Цикл изменения состояния хладагента в одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машине со всасыванием насыщенных паров хладагента в компрессор на T - S диаграмме

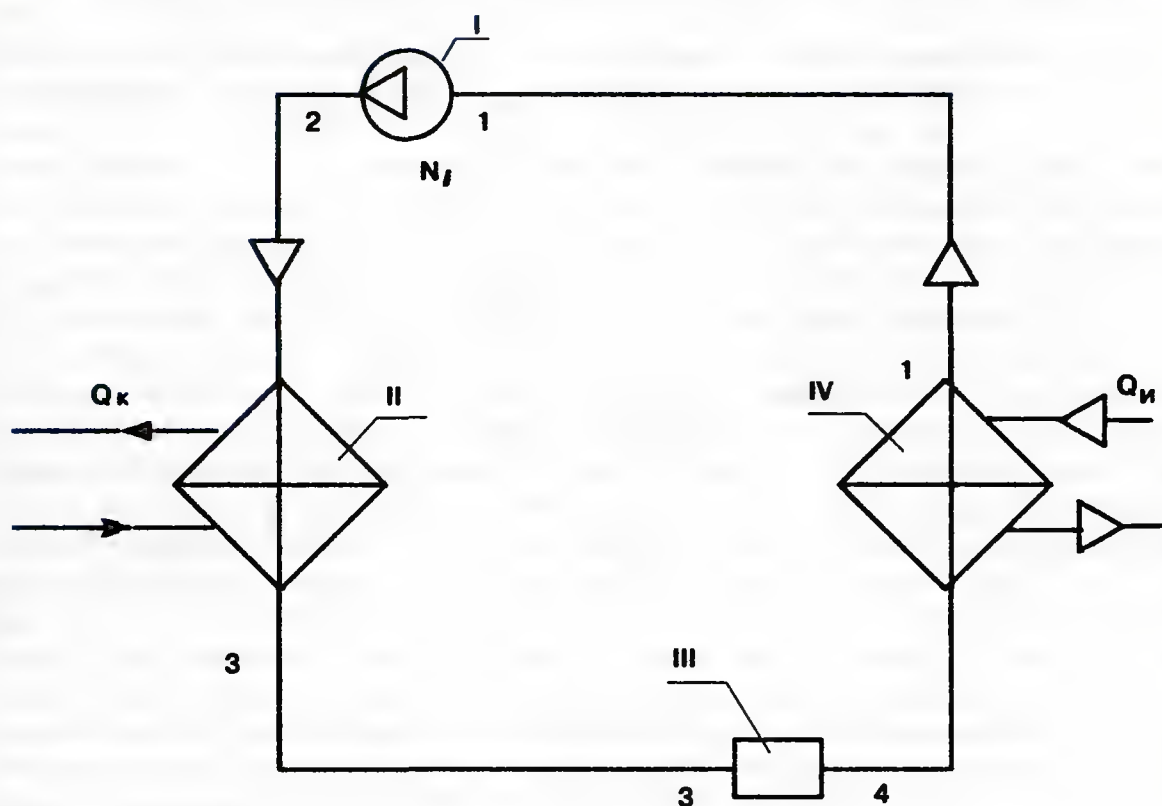


Рис. 5.1. Схема одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины:
I — компрессор; II — конденсатор; III — расширительный цилиндр; IV — испаритель

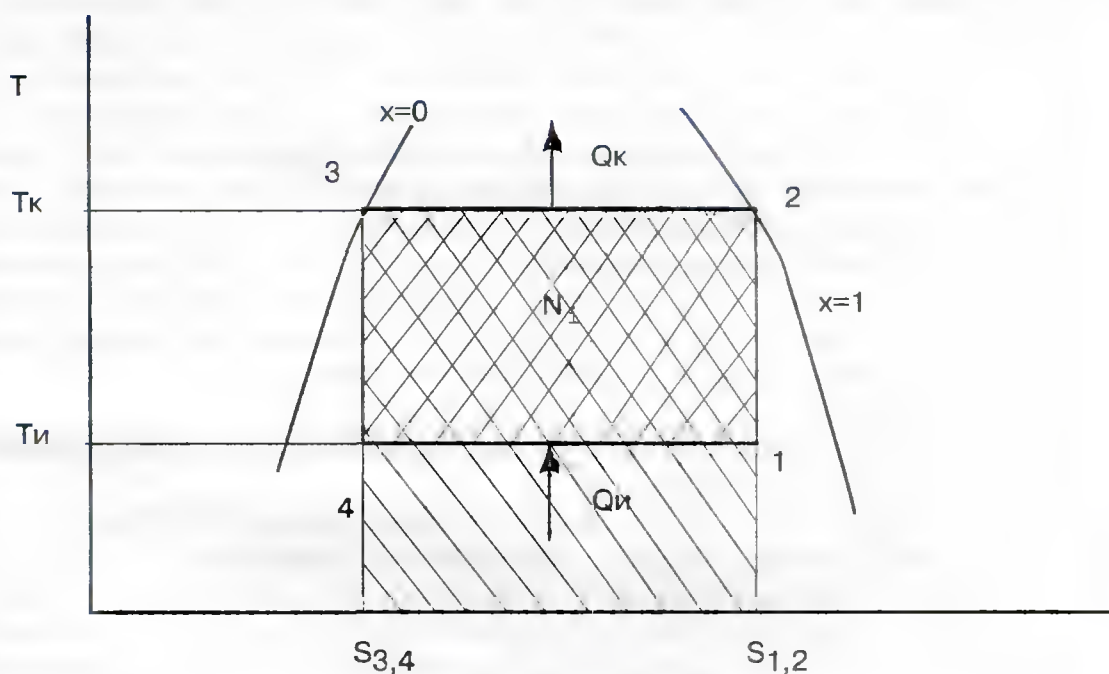
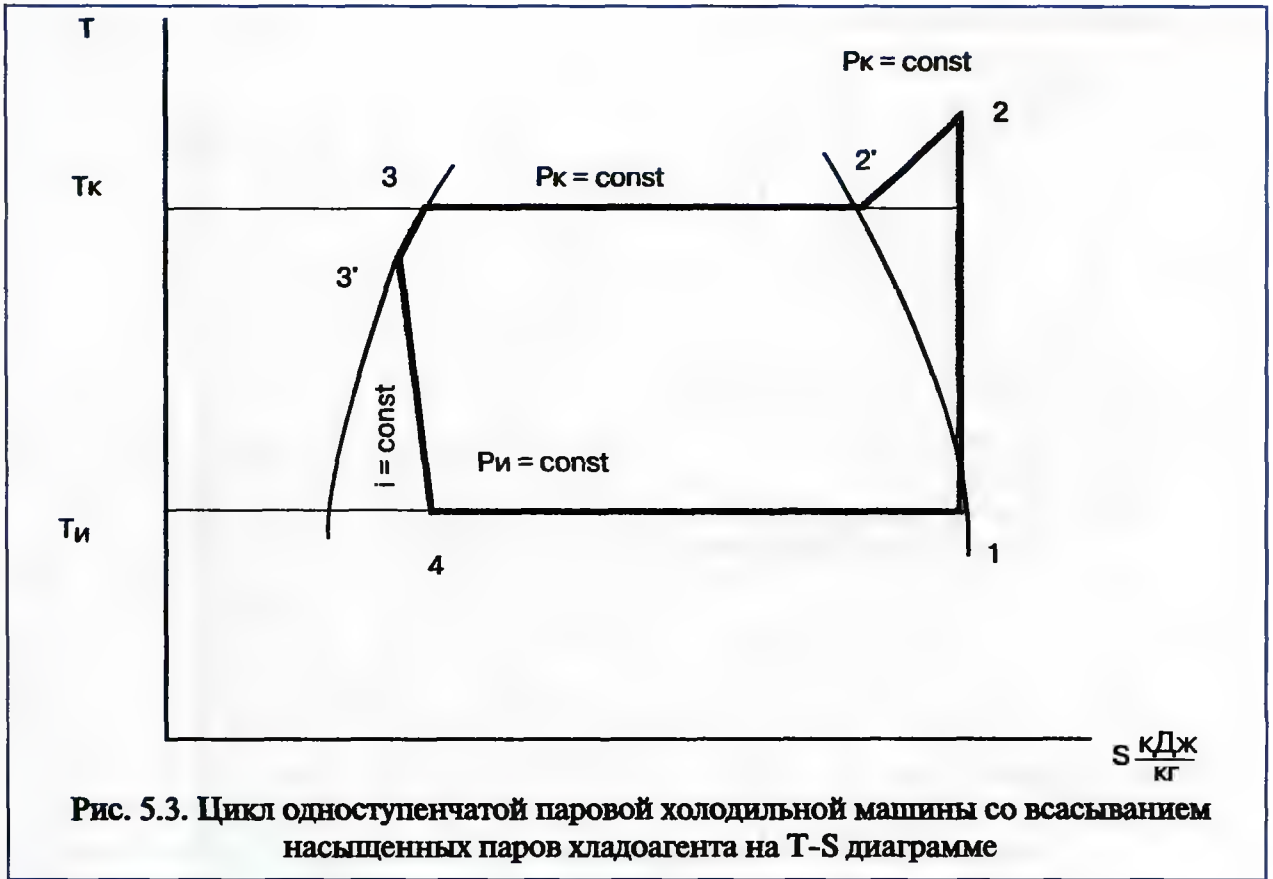


Рис. 5.2. Теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессионной машины на T-S диаграмме:
*Q_и — количество подведенной теплоты; Q_к — количество отведенной теплоты;
 N_и — тепловой эквивалент работы сжатия*



имеет вид, изображенный на рис .5.3. При этом 1-2 — процесс сжатия насыщенных паров в компрессоре, процесс в конденсаторе разбивается на изобарный процесс 2-2' охлаждения перегретых паров до состояния насыщения и 2'-3 конденсации насыщенных паров с отводом теплоты, 3-3' — переохлаждение паров перед дросселированием, 3'-4 — изохалтный процесс дросселирования, 4-1 — процесс испарения хладагента с подводом теплоты. В практике не совсем удобно использовать эту диаграмму, потому что удельные количества холода и теплоты определяются как площади под соответствующими линиями процессов. Более широкое использование получили таблицы состояния рабочих веществ, используемых в качестве хладагентов, и lgP-i диаграмма состояния рабочего вещества.

Теоретический и реальный цикл одноступенчатой паровой компрессионной машины на lgP-i диаграмме

Диаграмма lgP-i состояния рабочего вещества построена следующим образом (рис. 5.4). На оси абсцисс откладывается логарифм давления 10^5 Па(бар), на оси ординат — энтальпия рабочего вещества в кДж/кг. На диаграмму нанесена пограничная кривая, которая делит диаграмму на несколько областей. Самая верхняя точка кривой соответствует точке критического состояния рабочего вещества. Между кривой — область смешанного состояния рабочего вещества, частично жидкости, частично пара — влажного пара, левее кривой — область жидкого состояния рабочего вещества, правее — область перегретого пара. На левой части кривой до критической точки (линия жидкости) $x=0$, что соответствует состоянию кипящей жидкости при соответствующем давлении, на правой части кривой от критической точки (линия насыщенного пара) $x=1$, что соответствует состоянию насыщенного пара. Между граничными кривыми нанесены промежуточные линии степени сухости пара.

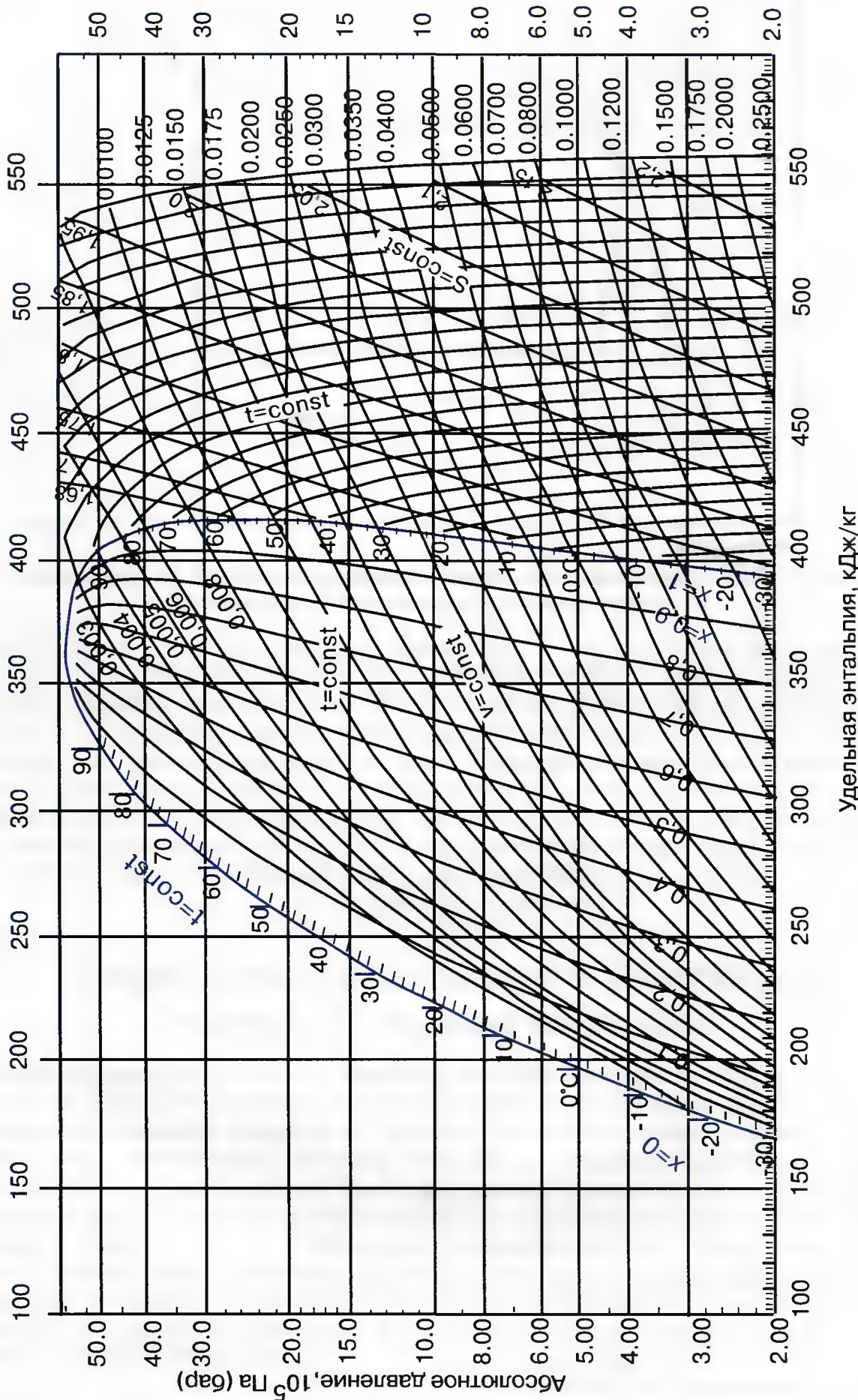


Рис. 5.4. lg P-i диаграмма состояния рабочего вещества R22

Линии постоянной температуры в области влажного пара совпадают с линиями постоянного давления, в области жидкого состояния — с линиями постоянной энтальпии, в области перегретого пара представляют из себя кривые, направленные вниз. На диаграмму нанесены также наклонные в области перегретого пара линии постоянного удельного объема или изохоры. Удельный объем — это величина обратная плотности рабочего вещества в соответствующем состоянии.

Каждая точка на диаграмме соответствует определенному состоянию рабочего вещества, по двум известным параметрам (кроме давления и температуры) определяются другие термодинамические параметры состояния. Для достижения высокой точности могут быть использованы таблицы состояния соответствующего хладагента, преимуществом диаграммы является ее наглядность и удобство определения удельных величин. Каждая линия на диаграмме — процесс изменения термодинамических параметров состояния рабочего вещества, длина отрезков, определяющая разность энтальпий, характеризует удельное количество теплоты, отводимое в процессе конденсации, подводимое в процессе испарения, удельное количество внешней работы, совершаемой в компрессоре. Идеальные процессы испарения — от линии жидкости до линии насыщенного пара, процессы конденсации — от линии пара до линии жидкости.

На $\lg P-i$ диаграмме может быть построен теоретический цикл одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины со всасыванием насыщенных паров хладагента (рис. 5.5). Насыщенный пар t_1 всасывается и адиабатически сжимается в компрессоре до состояния t_2 по линии постоянной энтропии $s=0$; далее из перегретого пар превращается в насыщенный — процесс $2-2'$, который конденсируется — процесс $2'-3$ при постоянном давлении конденсации; в дросселирующем устройстве происходит снижение давления от давления конденсации до давления испарения — процесс $3-4$. При дросселировании хотя и происходит резкое уменьшение давления и температуры, но нет теплообмена с окружающей средой, поэтому энтальпия неизменна. Теоретические удельные показатели работы парокompрессионной машины определяются как разность энтальпий точек, характеризующих соответствующее состояние:

удельная теоретическая холодопроизводительность, кДж/кг :

$$g_x = i_1 - i_4; \quad (1)$$

удельное теоретическое количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг :

$$g_x = i_2 - i_3; \quad (2)$$

удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг :

$$l = i_2 - i_1; \quad (3)$$

Реальный цикл отличается от идеального цикла за счет переохлаждения в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством, перегрева в трубопроводах между испарителем и компрессором, отличия реального процесса сжатия от идеального, связанного с теплообменом компрессора с окружающей средой, потерями давления во всасывающих и нагнетательных патрубках компрессора, утечками и протечками рабочего вещества и т.д. Приближенный к реальному цикл изменения состояния хладагента изображен на рис.5.6.

Основные отличия этого цикла от теоретического следующие:

- $1-1'$ — процесс, учитывающий перегрев насыщенных паров в испарителе и соединительных трубопроводах, перегрев необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора;
- $1'-1''$ — потери давления во всасывающем патрубке поршневого компрессора, точка $1''$ характеризует состояние паров, поступающих в компрессор;
- реальный процесс сжатия протекает по политропе — процесс $1''-2'''$, а не по адиабате из-за теплообмена рабочего вещества в компрессоре с окружающей средой, и т.д.;

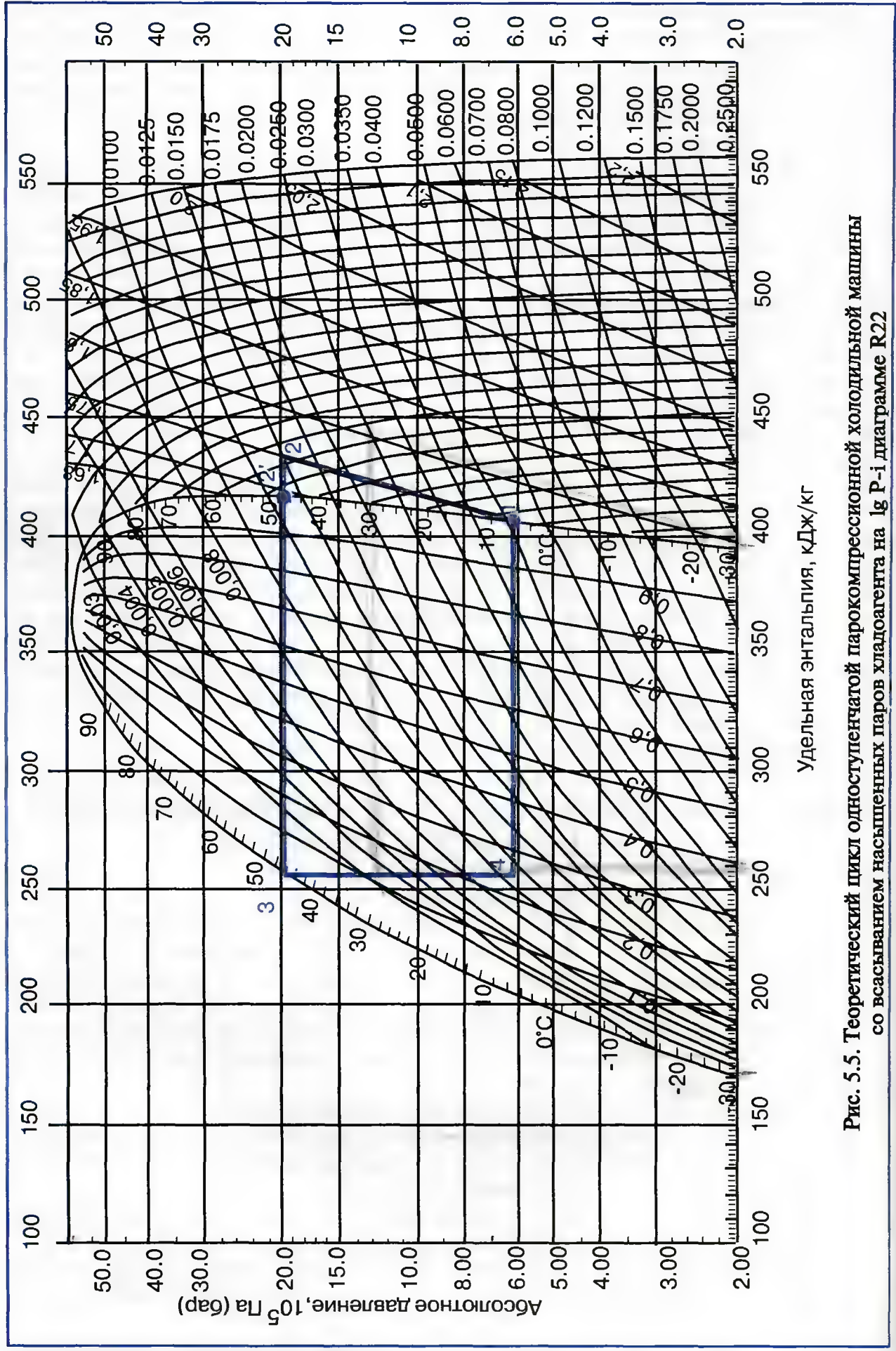


Рис. 5.5. Теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины со всасыванием насыщенных паров хладагента на lg P-i диаграмме R22

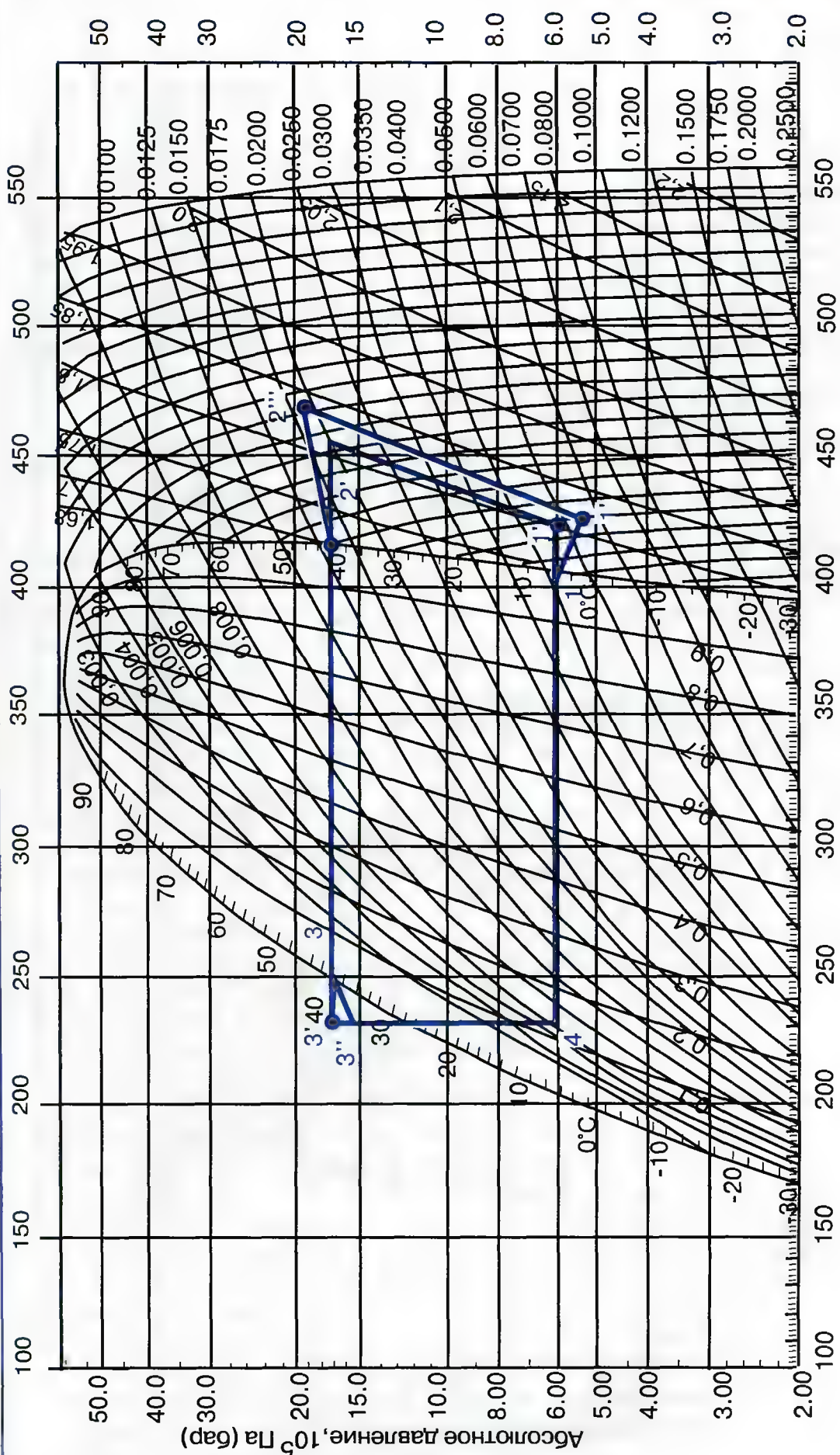


Рис. 5.6. Реальный цикл изменения состояния хладагента R22 в одноступенчатой парокompрессионной холодильной машине на lg P-i диаграмме

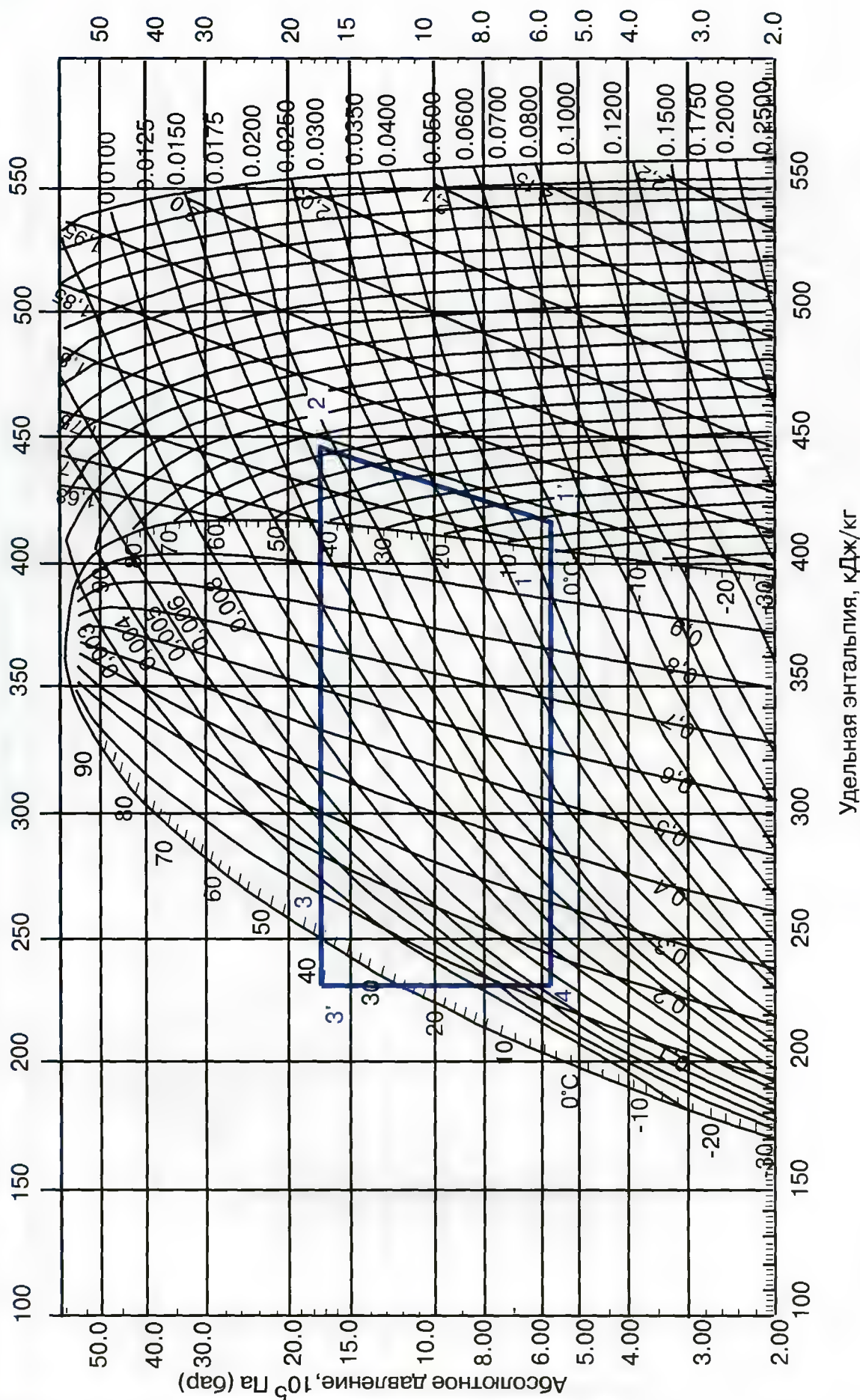


Рис. 5.7. Приближенный к реальному расчетный цикл изменения состояния хладагента R22 в одноступенчатой парокompрессионной холодильной машине на lg P-i диаграмме

- положение точки 2'' учитывает потери давления в нагнетательном патрубке компрессора;
- 3-3' - процесс переохлаждения паров в трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством;
- 3'-3'' — процесс потерь давления в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством.

Обычно при расчете парокомпрессионной холодильной машины строится цикл, приближенный к реальному, но при этом учитываются только перегрев паров перед компрессором 1-1' и переохлаждение жидкости после конденсации 3-3', процесс сжатия изображается по линии постоянной энтропии как адиабатное сжатие (рис.5.7). Отличие реального процесса сжатия в компрессоре от идеального учитывается введением соответствующих коэффициентов в расчет: коэффициента подачи, индикаторного коэффициента полезного действия, механического коэффициента полезного действия холодильной машины.

Теоретическая и действительная индикаторная диаграмма сжатия рабочего вещества в компрессоре

Остановимся подробнее на описании отличий реального процесса сжатия в соответствующих типах компрессоров от идеального. Наибольшее распространение в холодильной технике для кондиционирования воздуха получили поршневые компрессоры, их применяют в холодильных машинах малой и средней производительности. В области малой и средней производительности с ними в последнее время стали конкурировать и постепенно вытеснять спиральные компрессоры (чиллеры CLIVET до производительности 156,3 кВт). В области средней и большой производительности в последнее время используются винтовые компрессоры. Общим для этих типов компрессоров является принцип работы, основанный на изменении объема рабочего вещества, отчего все они относятся к группе объемных компрессоров. Подробнее с особенностями конструкции соответствующих типов компрессоров можно ознакомиться в разделе VI. Рассмотрим особенности процесса сжатия паров рабочего вещества в компрессорах этих типов.

В поршневых компрессорах сжатие рабочего вещества осуществляется с помощью поршней в рабочих цилиндрах. Изобразим схематически цилиндр поршневого компрессора (рис. 5.8). Рассмотрим теоретическую индикаторную диаграмму поршневого компрессора, работающего без потерь:

- а) отсутствие мертвого и вредного пространства;
- б) отсутствие потерь на всасывании и нагнетании;
- в) отсутствие теплообмена между стенками цилиндра и холодильным агентом.

При движении поршня из крайнего левого положения вправо происходит всасывание паров хладагента через открытый всасывающий клапан, осуществляется процесс а-б. Когда поршень приходит в крайнее правое положение, то процесс всасывания заканчивается и всасывающий клапан закрывается, при движении поршня справа налево находящийся в цилиндре хладагент сжимается. Теоретически процесс б-с сжатия проходит по адиабате. Давление повышается до давления конденсации. Открывается нагнетательный клапан и хладагент при давлении конденсации выталкивается из цилиндра в конденсатор, с-d — процесс нагнетания. Когда поршень достигнет крайнего левого положения, весь хладагент оказывается вытесненным из цилиндра. Нагнетательный клапан при этом закрывается. Если открыть всасывающий клапан, то давление упадет по линии d-a мгновенно. Удельная работа, совершаемая компрессором, складывается из работы всасывания и нагнетания с соответствующими знаками и работы сжатия, определяется площадью заштрихованной фигуры на рис. 5.8.

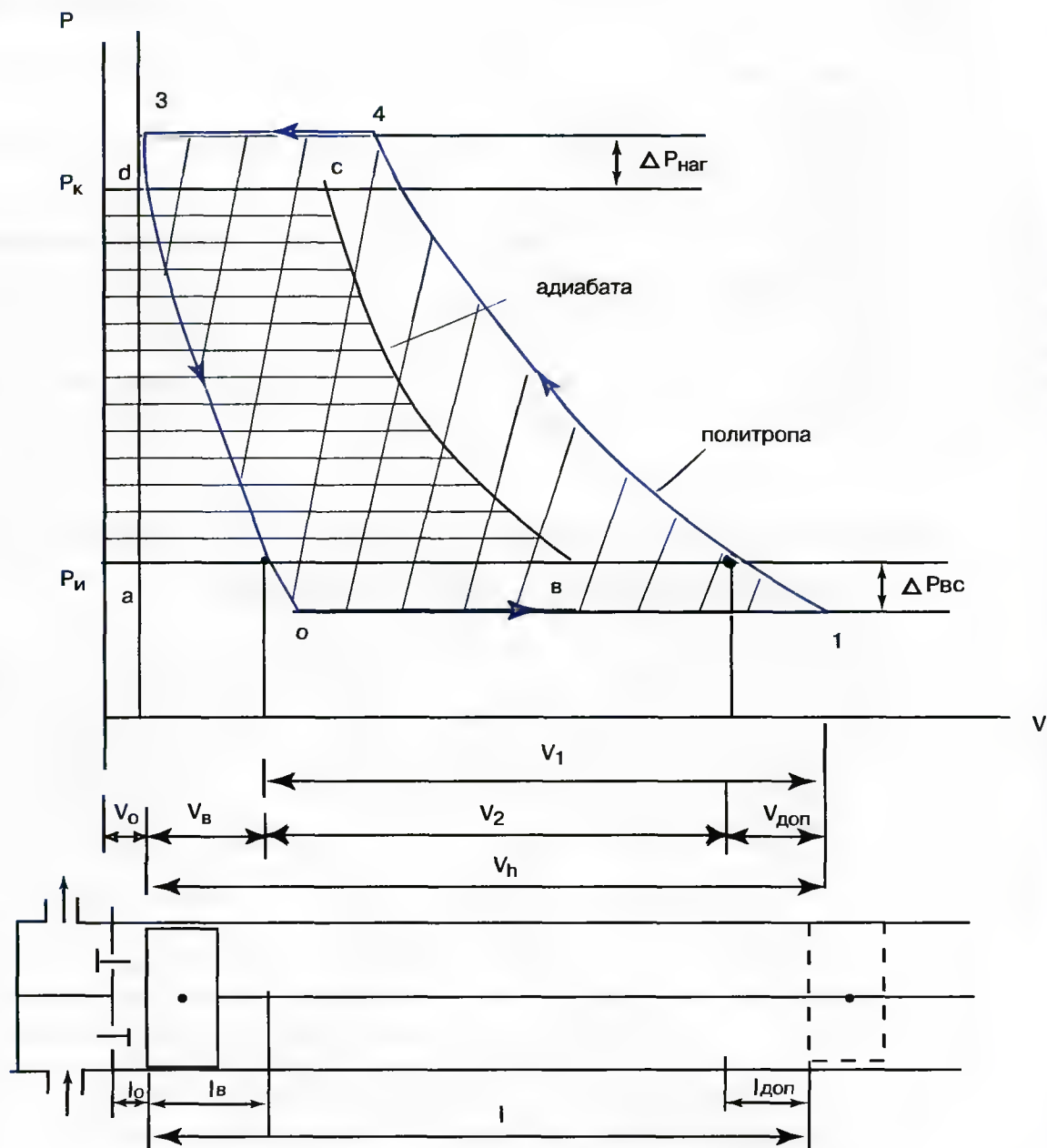


Рис. 5.8. Теоретическая и схематизированная действительная индикаторная диаграмма сжатия рабочего вещества в поршневом компрессоре

Действительный процесс и индикаторная диаграмма сжатия поршневого компрессора отличается от теоретической индикаторной диаграммы. Это связано с:

а) наличием мертвого пространства, когда поршень не доходит до конца цилиндра. В мертвом объеме остается часть рабочего вещества под давлением, превышающим давление нагнетания на величину гидравлических потерь в нагнетательном клапане $\Delta P_{\text{наг}}$, отчего всасывание происходит не одновременно с перемещением поршня из крайнего левого положения вправо, а позднее из-за расширения рабочего вещества, находящегося в мертвом объеме, что задерживает открытие всасывающего клапана. На диаграмме момент открытия клапана и начало всасывания характеризуется точкой 0, кривая 3-0, носящая название политропы обратного расширения, характеризует изменение давления паров хладагента, оставшихся в мертвом пространстве и расширяющихся с момента движения поршня из крайнего левого положения.

б) потерями давления на трение во всасывающем и нагнетательном клапанах в процессах всасывания и нагнетания, отчего давление в цилиндре в начале процесса сжатия оказывается ниже давления всасывания на величину потерь $\Delta P_{вс}$ — точка 1, а в конце — выше давления нагнетания на величину потерь $\Delta P_{нагн}$ — точка 2;

в) между стенками цилиндра поршневого компрессора и окружающей средой происходит теплообмен, процесс сжатия идет не по адиабате, а по политропе, характеризующейся линией 1-2. В процессе всасывания и в начале сжатия температура рабочего вещества ниже, чем деталей компрессора и оно нагревается, в конце сжатия и при нагнетании температура рабочего вещества становится выше, чем у окружающих деталей компрессора и процесс теплообмена идет в обратном направлении. В результате процессы сжатия и обратного расширения идут с переменным значением показателя политропы. Удельный объем будет больше за счет нагревания рабочего вещества, процесс сжатия начнется при более высокой температуре, и значит возрастет удельная работа, затрачиваемая на его осуществление;

г) утечки и перетечки рабочего вещества из области высокого давления в область более низкого давления через неплотности колец поршня и зазоры клапанов.

Процесс всасывания характеризуется линией 0-1, всасывание заканчивается при крайнем правом положении поршня в точке 1. Линия 3-4 характеризует процесс выталкивания (нагнетания), точка 3 — состояние хладагента в момент окончания хода поршня, когда он занимает крайнее левое положение.

На рис. 5.8. приняты такие обозначения: отрезок V_h соответствует рабочему объему цилиндра, так как точки 1 и 3 определяют крайние положения поршня, отрезок l_0 , которому соответствует объем мертвого пространства V_0 , отрезок l_v , которому соответствует объем вредного пространства V_v для создания давления испарения P_u , отрезок $l_{дон}$, которому соответствует дополнительный ход поршня, чтобы компенсировать потери давления при всасывании.

Действительный процесс сжатия сопровождается объемными потерями, в практических расчетах они учитываются коэффициентом подачи компрессора, который показывает во сколько раз действительная объемная производительность меньше теоретической:

$$\lambda = \frac{V_d}{V_h}, \quad (4)$$

где V_d — объем паров рабочего вещества, действительно поступающего в компрессор, м^3 ,

V_h — геометрический объем, описываемый поршнем, м^3 .

Коэффициент подачи представляют в виде произведения четырех коэффициентов, каждый из которых учитывает влияние одного фактора:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4, \quad (5)$$

где λ_1 — объемный коэффициент подачи — определяется отношением объема засасываемых паров к объему, описываемому поршнем:

$$\lambda_1 = \frac{V_1}{V_h}, \quad (6)$$

для фреоновых машин определяется

$$\lambda_1 = 1 - c \left[\left(p_k / p_u \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (7)$$

где c — коэффициент мертвого пространства, равный отношению объема мертвого пространства к объему, описанному поршнем:

$$c = \frac{V_0}{V_h}, \quad (8)$$

принимаемый для больших машин 0,02; для малых 0,06, с увеличением отношения давлений объемный коэффициент уменьшается;

m — показатель политропы, принимаемый для хладоновых компрессоров равным 0,9 — 1,1;

λ_2 — коэффициент дросселирования учитывает уменьшение производительности из-за потерь во всасывающем клапане. На основе действительной индикаторной диаграммы:

$$\lambda_2 = \frac{V_2}{V_1}. \quad (9)$$

У среднетемпературных холодильных компрессоров λ_2 находится в пределах 0,98÷1,00, у низкотемпературных может снизиться до 0,95÷0,98.

Коэффициент подогрева λ_3 учитывает уменьшение производительности из-за подогрева рабочего вещества при его всасывании и сжатии в цилиндре. Коэффициент подогрева можно считать равным:

$$\lambda_3 = \frac{T_u}{T_k}. \quad (10)$$

λ_4 — коэффициент плотности учитывает уменьшение производительности из-за утечек и перетечек. Для современных холодильных компрессоров, имеющих поршневые кольца, коэффициент плотности находится в пределах $\lambda_4 = 0,95 \div 0,99$, меньшее значение соответствует большим отношениям давления конденсации и испарения.

Коэффициент подачи поршневого компрессора, определяющий его производительность, является функцией температуры и давления испарения, температуры и давления конденсации.

Объем, описываемый поршнем, указываемый в каталогах разработчиков, определяется:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \quad (11)$$

где V_d — объем засасываемых паров хладагента, м³/с, равный:

$$V_d = M_x \sigma_1, \quad (12)$$

где M_x — массовый расход хладагента, кг/с,

σ_1 — удельный объем паров рабочего вещества в точке 1', характеризующей состоянии паров на всасывании в компрессор, кг/м³.

В винтовых компрессорах роль цилиндра — объема, заполненного рабочим веществом, выполняют впадины (полости) между зубьями винтов, которые находятся в корпусе. При вращении винтов последовательно осуществляются рабочие процессы как и в поршневых компрессорах, а именно: всасывание, перенос, сжатие и вытеснение, с тем только отличием, что некоторые из них не имеют четкой границы, как бы перекрывают друг друга. Винтовые компрессоры не имеют всасывающих и нагнетательных клапанов. В зависимости от подачи масла различают следующие типы: ВМК — винтовые маслозаполненные (впрыскивается масло), ВКС — винтовые сухого сжатия, ВКМС — винтовые мокрого сжатия (впрыскивается жидкий холодильный агент).

Теоретическая объемная производительность винтового компрессора равна сумме объемов полостей винтов, перемещенных винтами со стороны всасывания на нагнета-

ние. Действительная производительность меньше на величину объемных потерь: протечек и газодинамических сопротивлений на всасывании и при перемещении газа со всасывания на нагнетание. Объемные потери также оцениваются коэффициентом подачи:

$$\lambda = \frac{V_d}{V_T}, \quad (13)$$

где V_d — объем паров рабочего вещества, действительно поступающего в компрессор за 1 с, м³/с,

V_T — теоретический объем за 1 с, м³/с.

Теоретическая и схематизированная действительная диаграмма винтового компрессора представлены на рис. 5.9.

Теоретический цикл работ винтового компрессора состоит из изобарных процессов всасывания и нагнетания, проходящих при переменной массе рабочего вещества, изоэнтропного процесса сжатия (пренебрегая тепломассообменом между рабочим веществом и окружающей средой).

В отличие от поршневого в винтовом компрессоре отсутствует мертвый объем, а цикл разомкнут, поэтому процесс всасывания а-в на диаграммах изображают начина-

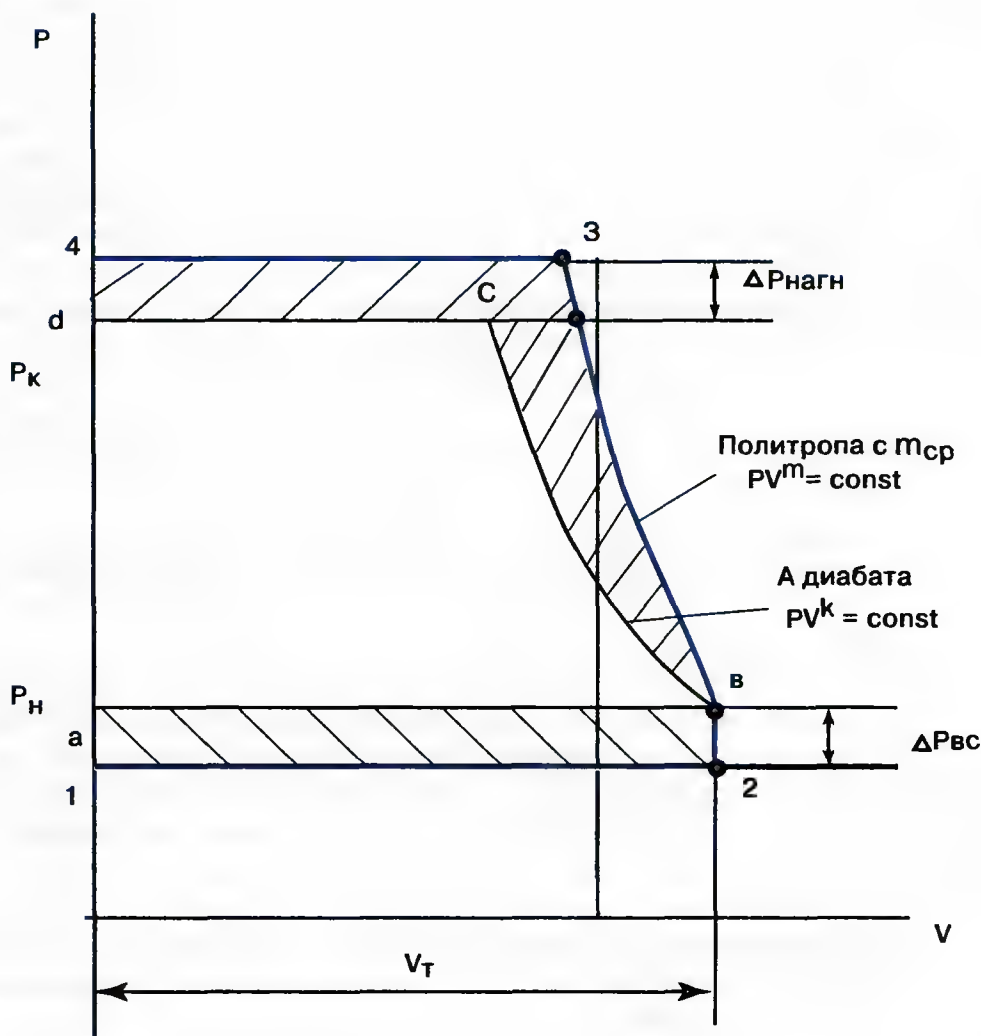


Рис. 5.9. Теоретическая и схематизированная действительная диаграмма винтового компрессора

ющимся от оси ординат, а процесс нагнетания с-д на этой же оси заканчивающимся (рис.5.9). Процесс сжатия в-с идет по адиабате. Из-за отсутствия самодействующих нагнетательных клапанов давление внутреннего сжатия P_a , может не совпадать с давлением конденсации P_k . Если $P_a < P_k$, то дожатие газа происходит в момент соединения парной полости с камерой нагнетания, это случай внегеометрического дожатия. Если $P_a > P_k$, то в момент соединения полости с камерой газ расширяется, а работа, затраченная на его «пережатие» превратится в теплоту. Это самый невыгодный режим работы. Наиболее экономичный режим, когда $P_a = P_k$, называемый основным.

В компрессоре сухого сжатия объемные потери зависят от газодинамических потерь на всасывании и от утечек, вторые влияют на величину коэффициента подачи в большей степени.

Коэффициент подачи выражается как разность:

$$\lambda = 1 - \Delta\lambda_{\text{вс}} - \Delta\lambda_{\text{ут}} \quad (14)$$

где $\Delta\lambda_{\text{вс}}$ — учитывает потери при всасывании (примерно 0,2% от общих потерь),

$\Delta\lambda_{\text{ут}}$ — учитывает потери от утечек (примерно 6,5% от общих потерь).

В маслозаполненных компрессорах, которые получили наибольшее распространение, через рабочие полости проходит значительное количество масла, которое соизмеримо с массовым расходом рабочего вещества, и иногда превосходит его в несколько раз. Объемные потери больше, чем в компрессорах сухого сжатия. Они складываются из утечек рабочего вещества через зазоры в полости винтов, потерь, определяемых «балластным» рабочим веществом, выделяемым из масла при понижении давления во впадинах винтов, потерь за счет подогрева, усиливающегося вследствие теплообмена с маслом, газодинамических потерь при движении. В винтовом компрессоре часть теплоты при сжатии, передаваемой хладагенту, поглощается маслом, которое подается между роторами. При повышении температуры всасывания и температуры масла коэффициент подачи увеличивается, но при значительном росте температуры масла на коэффициент подачи начинают влиять объемные потери, связанные с подогревом в камере всасывания, поэтому коэффициент подачи имеет максимум при определенной температуре масла. В конструкции винтового компрессора предусмотрен охладитель масла. Температура масла не должна быть ниже определенного значения, чтобы не происходило увеличения вязкости, растворения слишком большого количества хладона в масле, не было проблем с запуском компрессора. Основные виды потерь связаны с утечками рабочего вещества и с наличием «балластного» рабочего вещества. Остальные не превышают в сумме 2-6%.

Энергетические потери при всасывании, при сжатии, при нагнетании и выталкивании, также как и в случае поршневого компрессора оцениваются индикаторным коэффициентом полезного действия η_i , который равен отношению площади фигуры 1-2-3-4 к площади фигуры а-в-с-д на рис. 5.9. Площадь заштрихованных областей характеризует энергетические потери в компрессоре сухого сжатия. В маслозаполненном компрессоре энергетические потери также выше в связи с затратами на транспортировку масла из полости всасывания в полость нагнетания.

Индикаторный коэффициент полезного действия определяется на основе диаграмм, полученных экспериментально. Факторы, влияющие на объемные и энергетические характеристики винтового компрессора:

- ◆ Геометрические характеристики движущихся частей (винтов);
- ◆ Окружная скорость или частота вращения винтов;
- ◆ Температура всасывания, температура масла, свойства и количество масла.

Основу спирального компрессора составляют две спиральные пластины, вставляемые одна в другую, одна из которых неподвижна, другая вращается. При вращении спиралей последовательно осуществляются процессы всасывания рабочего вещества по периферии системы, замыкание рабочего вещества в герметичные полости, образуемые стенками спиралей, сжатие его в этих полостях и выталкивание через отверстие в центре основания спиралей. Рабочий цикл в отдельно взятой ячейке спирального компрессора не отличается от цикла других компрессоров. Теоретическая индикаторная диаграмма выглядит также как и для винтового компрессора с пережатием, если нет клапана на нагнетание. Применение клапана исключает эти процессы, что способствует повышению энергетического показателя.

Действительный процесс сжатия сопровождается также энергетическими потерями, которые в практических расчетах учитываются индикаторным коэффициентом полезного действия. Теоретическая удельная работа, затрачиваемая в компрессоре, определяется как сумма работ всасывания, нагнетания и работы сжатия и определяется по формуле, кДж/кг:

$$l = P_u \sigma_u \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{P_k}{P_u} \right)^{\frac{m}{m-1}} - 1 \right], \quad (15)$$

где n — показатель политропы.

Теоретическая мощность, затрачиваемая на сжатие в компрессоре, кВт:

$$N = M_x l. \quad (16)$$

Действительные затраты работы с учетом энергетических потерь определяются с помощью индикаторного коэффициента полезного действия и называются индикаторной мощностью:

$$N_i = \frac{N}{\eta_i}. \quad (17)$$

В практике η_i определяют по опытным данным, либо по эмпирическим формулам, полученным на основе обобщения опытных данных.

Температурный режим работы парокompрессионной холодильной машины

Удельные показатели работы парокompрессионной холодильной машины определяются как разность энтальпий соответствующих точек цикла, положение которых на диаграмме определяется значением температур рабочего вещества в соответствующих состояниях. Таким образом, определяющим для работы парокompрессионной холодильной машины является температурный режим ее работы, который в свою очередь при расчете и подборе холодильной машины назначается в зависимости от значений температур охлаждаемой среды в испарителе и охлаждающей среды в конденсаторе. Для конкретной холодильной машины давление конденсации и испарения зависят от температуры и количества теплоты внешних источников и стоков и самоуставляются в зависимости от значения этих параметров.

Температурный режим парокompрессионной холодильной машины определяется значениями следующих температур:

- температура испарения;
- температура конденсации;

- температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор;
- температура переохлаждения жидкого рабочего вещества.

Одним из отличий действительных циклов является наличие конечной разности температур в процессе теплообмена рабочего вещества с охлаждаемой и охлаждающей средой. В действительном цикле одноступенчатой холодильной машины температура кипения и испарения определяются следующим образом.

Когда теплота в испаритель холодильной машины подводится от жидкого теплоносителя: воды, рассола, водного раствора этиленгликоля (случай чиллера), то температура испарения, °C:

$$t_u = t_{срж} - (5 \div 8), \quad (18)$$

перепад температур жидкого теплоносителя:

$$\Delta t_{ж} = 4 \div 5^{\circ}\text{C}.$$

Когда охлаждаемая среда воздух (случай теплового насоса) или какой то газ, то температура испарения, °C:

$$t_u = t_{срв} - 10, \quad (19)$$

где $t_{срв}$ — средняя температура воздуха на входе и выходе из конденсатора, а перепад температур воздуха:

$$\Delta t_{в} = 6 \div 10^{\circ}\text{C}.$$

Начальная температура воздуха на входе в испаритель принимается равной температуре наружного воздуха для соответствующего периода года или температуре смеси наружного и удаляемого воздуха.

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации, °C:

$$t_k = t_{срв} + (5 \div 8), \quad (20)$$

где $t_{срв}$ — средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора, допустимый перепад температур охлаждающей среды в конденсаторе, °C:

$$\Delta t_w = 4 \div 5^{\circ}\text{C},$$

предельный $8 \div 10^{\circ}\text{C}$.

При использовании водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру $t_w = 20^{\circ}\text{C}$, а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется:

$$t_w = t_{мтн} + (3 \div 4),^{\circ}\text{C} \quad (21)$$

где $t_{мтн}$ — расчетная температура наружного воздуха по мокрому термометру для теплого периода.

Когда теплота отводится воздухом, то температура конденсации, °C:

$$t_k = t_{срв} + (8 \div 15), \quad (22)$$

перепад температур воздуха в конденсаторе, °C:

$$\Delta t_k = 6 \div 10^{\circ}\text{C}.$$

Начальная температура воздуха на входе в конденсатор при охлаждении наружным воздухом принимается равной расчетной температуре наружного воздуха для соответствующего периода года, принятой при проектировании системы кондиционирования воздуха для соответствующего географического пункта.

Температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор определяется, °С:

$$t_1 = t_u + (5 \div 10) \quad (23)$$

Перегрев на всасывании необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора, так как попадание жидкости в цилиндр поршневого компрессора может привести к гидравлическому удару, для других типов компрессоров попадание жидкости тоже нежелательно.

Температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем определяется при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_3 = t_k - (4 \div 7), \quad (24)$$

при водяном охлаждении конденсатора:

$$t_3 = t_k - (2 \div 3). \quad (25)$$

Приведенные перепады температур являются ориентировочными, они зависят от рабочего вещества, типа теплообменников испарителя и конденсатора.

Характеристики пароконденсационной холодильной машины

Характеристикой называется зависимость холодопроизводительности пароконденсационной холодильной машины Q_x , эффективной N_e или электрической мощности $N_э$, холодильного и теплового коэффициента от температуры испарения и конденсации.

Холодопроизводительность находят по формуле:

$$Q_x = M_x q_x, \quad (26)$$

где M_x — массовый расход хладагента, кг/с, определяемый:

$$M_x = \frac{\lambda V_h}{\sigma_1}, \quad (27)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора;

V_h — теоретический или для поршневого компрессора геометрический объем, описываемый поршнем;

σ_1 — удельный объем рабочего вещества в точке всасывания в компрессор, м³/кг;

q_x — удельная холодопроизводительность, определяемая из lgP-i диаграммы при построении цикла для соответствующего температурного режима как разность энтальпий соответствующих точек, кДж/кг.

Электрическая мощность:

$$N_э = \frac{N_i}{\eta_m \eta_э}, \quad (28)$$

где η_m , $\eta_э$ — коэффициенты полезного действия механический и электрический.

Холодильный коэффициент, как отношение холодопроизводительности холодильной машины к потребляемой электрической мощности холодильным агрегатом:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_x}{N_{\text{э}} + N_{\text{в+н}}}, \quad (29)$$

где $N_{\text{в+н}}$ — мощность, потребляемая вентилятором и насосами холодильного агрегата, кВт.

Тепловой коэффициент:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_k}{N_{\text{э}} + N_{\text{в+н}}}, \quad (30)$$

где Q_k — количество теплоты, отводимое в конденсаторе, определяемое из уравнения энергетического баланса холодильной машины:

$$Q_x + N_i = Q_k, \quad (31)$$

либо по удельному количеству теплоты:

$$Q_k = M_x q_k \quad (32)$$

Все показатели работы холодильной машины могут быть определены расчетом на основе построения цикла на $\lg P$ - i диаграмме для определенного температурного режима работы холодильной машины.

Анализ приведенных зависимостей позволяет сделать вывод о том, что холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный и тепловой коэффициенты парокомпрессионной холодильной машины являются функциями температуры и давления испарения, температуры и давления конденсации, причем зависимость эта неявная, так все величины, входящие в формулы являются нелинейной функцией этих параметров. В свою очередь температура испарения и конденсации определяются значениями температуры среды, охлаждающей конденсатор, и среды, поступающей в испаритель.

Для чиллера, работающего в режиме охлаждения, определяющими являются температура жидкости, выходящей из испарителя, и температура воздуха или воды, поступающих в конденсатор. В режиме теплового насоса при воздушном охлаждении определяющими является температура воздуха, поступающего в испаритель, непосредственно связанная с постоянно изменяющейся температурой наружного воздуха, а также температура теплоносителя в системе отопления или горячего водоснабжения. При водяном охлаждении чиллера определяющими являются температура воды, поступающей в испаритель от источника низкопотенциальной теплоты, и температура теплоносителя потребителя теплоты.

Показатели могут быть определены расчетом на основе построения цикла на $\lg P$ - i диаграмме для определенного температурного режима работы холодильной машины, определяемого решением системы уравнений, описывающих ее работу совместно с потребителями холода и системой охлаждения конденсатора для режима охлаждения или источниками низкопотенциальной теплоты и потребителями теплоты для режима теплового насоса.

При многократных расчетах могут быть построены графики зависимости холодильного и теплового коэффициентов, холодо- и теплопроизводительности, мощности, потребляемой компрессорами в зависимости от параметров источников и стоков теплоты. Пример таких графиков представлен на рис. 5.10 и 5.11 для чиллера CLIVET WSA 2.90.

В каталогах производителей подобные данные представлены в таблицах вида Табл. 5.1., 5.2.

Анализ графических зависимостей позволяет сделать следующие выводы.

При изменении температуры испарения в режиме охлаждения происходят одинаковые по знаку изменения работы компрессора и удельной холодопроизводительности, влияние изменения температуры испарения сказывается больше, чем температуры конденсации.

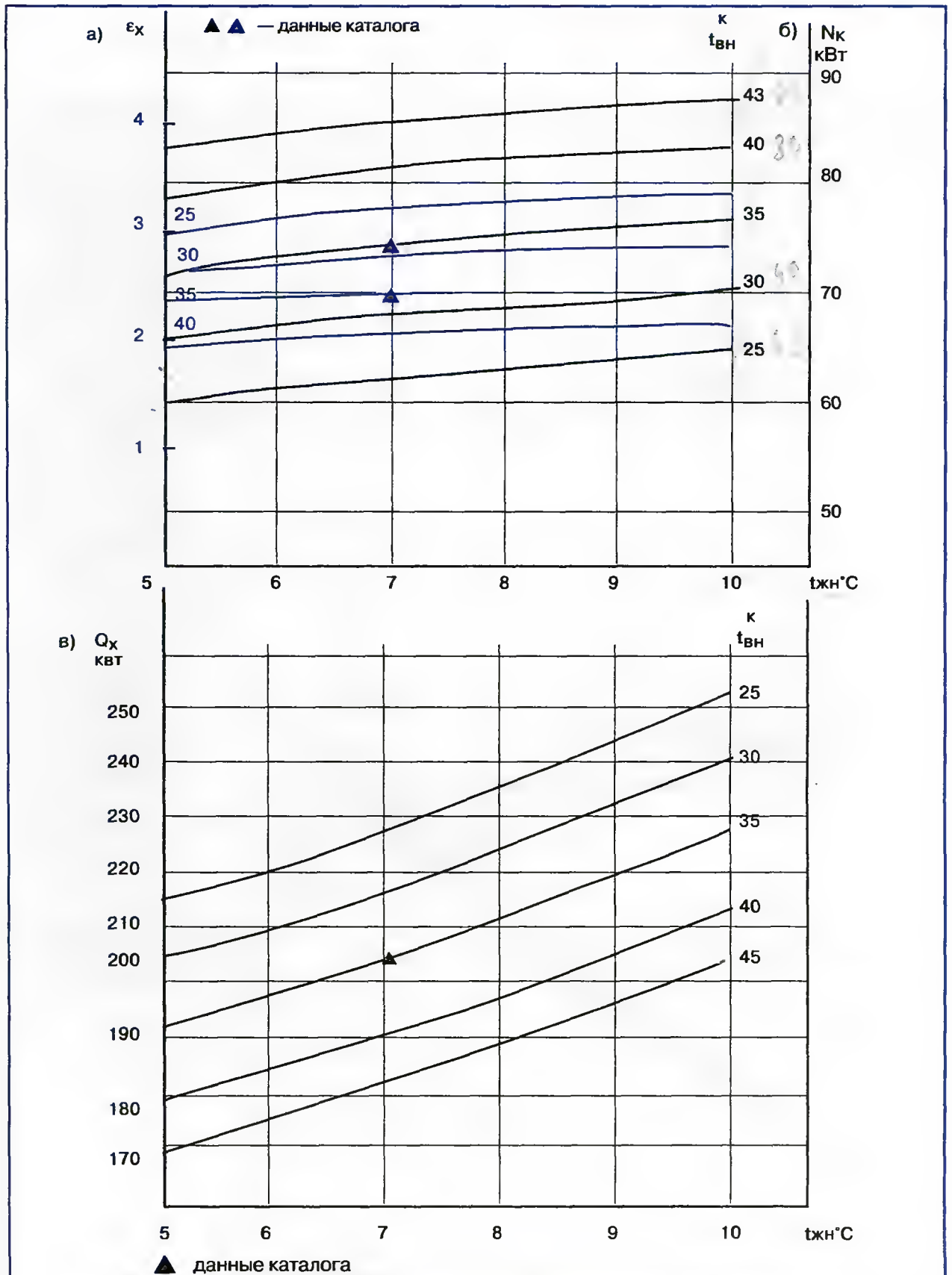


Рис. 5.10. Графики зависимости параметров работы чиллера CLIVET WSAN 2.90 с винтовыми компрессорами:

а) холодильного коэффициента ϵ_x ; б) мощности, потребляемой компрессором N_k , кВт, в) холодопроизводительности Q_x , кВт, от температуры жидкости, выходящей из испарителя $t_{жн}$ и температуры воздуха на входе в конденсатор $t_{вн}$.

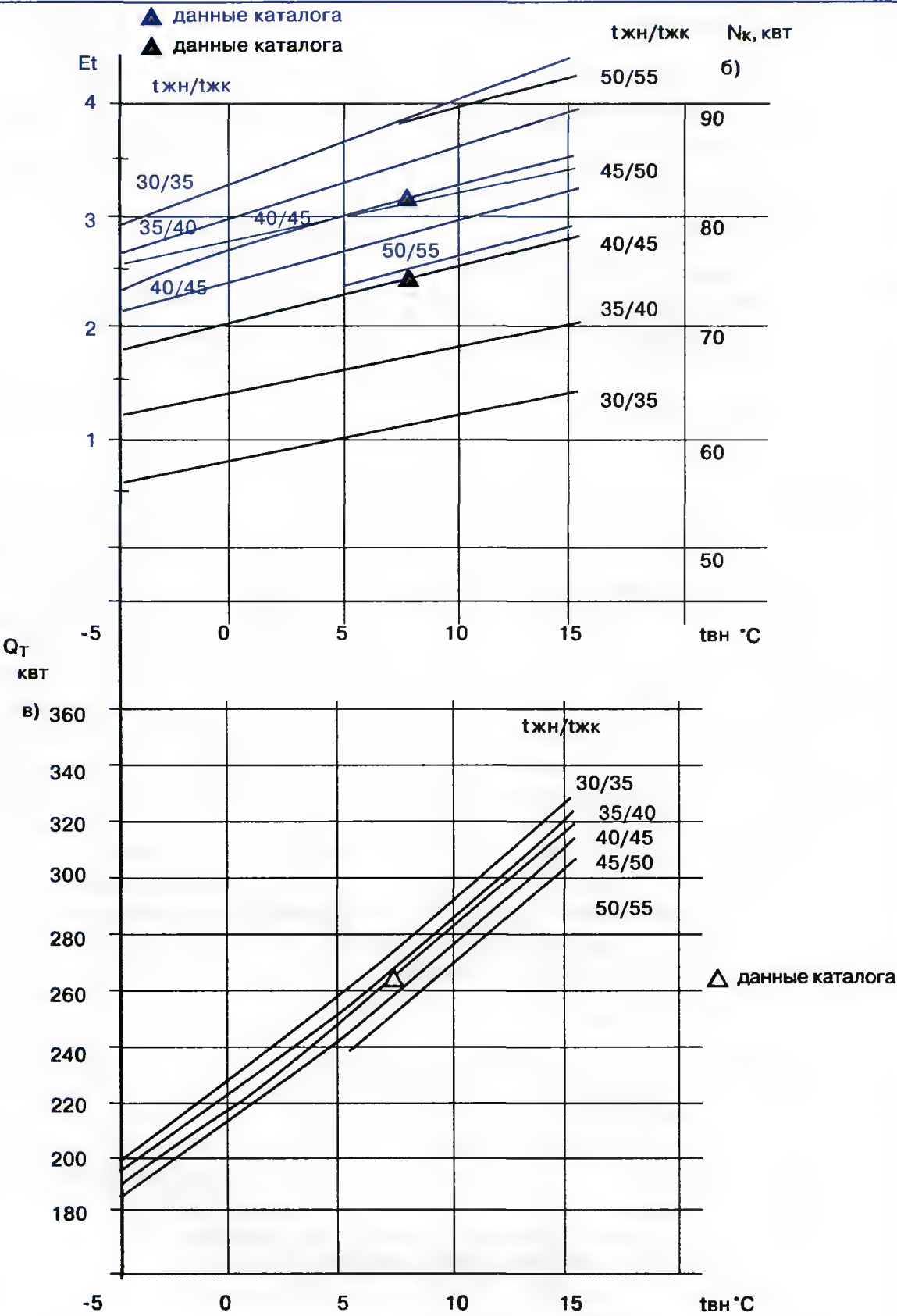


Рис. 5.11. Графики параметров работы чиллера CLIVET WSAN 2.90 с винтовыми компрессорами:

а) теплового коэффициента E_T ; б) мощности, потребляемой компрессором N_k ,
в) теплопроизводительности Q_T , кВт от температуры воздуха на входе
в испаритель $t_{вн}$, °C, начальной и конечной температуры воды в конденсаторе $t_{жн}/t_{жк}$ °C.

Табл. 5.1.

ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЧИЛЛЕРОВ CLIVET WSAW С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

ТИПОРАЗМЕР УСТРОЙСТВА	T _в (°C)	ТЕМПЕРАТУРА ВОЗДУХА НА ВХОДЕ В КОНДЕНСАТОР, °C													
		25		30		32		35		40		43		46	
		kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe
2.90	5	216,4	60,5	204,8	66,2	200,0	68,6	192,5	72,4	179,4	79,0	171,2	83,3	162,7	87,7
	6	221,1	61,0	209,7	66,8	205,0	69,2	197,6	73,0	184,7	79,8	176,5	84,0	167,6	88,5
	7	229,4	61,9	217,7	67,7	212,8	70,2	205,2	74,0	191,8	80,7	183,0	85,1	174,2	89,6
	8	237,4	62,8	225,2	68,6	220,1	71,1	212,2	74,9	198,4	81,7	189,7	86,0		
	9	244,2	63,7	232,0	69,5	226,7	71,9	218,6	75,8	204,5	82,6	195,6	87,0		
	10	251,7	64,5	238,9	70,5	233,5	73,1	225,3	77,0	211,5	83,7	202,6	88,1		
2.100	5	251,4	70,2	237,7	76,4	232,0	79,1	223,1	83,3	207,2	90,8	197,1	95,6		
	6	258,5	71,1	244,8	77,3	239,0	80,0	229,9	84,3	214,1	91,7	203,9	96,6		
	7	266,7	72,1	252,8	78,4	246,8	81,1	237,6	85,4	221,5	92,9	211,4	97,7		
	8	275,2	73,1	260,9	79,5	254,9	82,2	245,5	86,5	229,2	94,1	218,9	98,9		
	9	283,7	74,1	268,8	80,7	263,0	83,3	253,4	87,6	236,8	95,3	226,4	100,2		
	10	291,9	75,1	276,8	81,7	270,5	84,5	261,1	88,8	244,2	96,5	233,6	101,4		
2.110	5	276,3	76,9	261,2	83,6	254,8	86,4	244,9	90,9	227,4	98,9	211,4	104,1		
	6	284,0	78,1	269,0	84,6	262,5	87,5	252,4	92,0	234,7	100,0	223,6	105,2		
	7	293,2	79,3	277,8	85,8	271,2	88,7	260,9	93,3	242,9	101,4	231,6	106,5		
	8	302,5	80,4	286,9	87,1	280,1	90,0	269,7	94,6	251,4	102,7	239,9	107,9		
	9	311,9	81,6	295,3	88,5	289,1	91,3	278,4	95,9	259,8	104,1	248,1	109,3		
	10	321,1	82,7	304,2	89,7	297,1	92,7	286,9	97,2	268,0	105,4	256,1	110,7		
2.125	5	309,0	84,2	292,3	91,6	285,1	94,8	273,9	99,9	253,9	109,0	241,4	114,8		
	6	318,0	85,3	300,9	92,8	293,6	96,1	282,2	101,2	262,2	110,3	249,6	116,1		
	7	328,3	86,6	310,3	94,4	303,3	97,5	291,7	102,6	271,3	111,8	258,5	117,7		
	8	338,4	88,1	320,5	95,8	312,8	99,1	301,4	104,2	280,7	113,4	267,6	119,3		
	9	348,9	89,4	330,6	97,2	322,7	100,6	310,5	105,8	290,0	115,0				
	10	358,9	90,7	339,8	98,7	331,7	102,1	319,8	107,3	298,9	116,5				
2.140	5	339,1	90,3	321,2	98,4	313,3	102,0	301,0	107,7	279,4	117,7	265,7	124,1		
	6	349,1	91,5	330,7	99,8	322,6	103,4	310,1	109,1	288,1	119,2	274,2	125,7		
	7	360,5	92,9	340,7	101,6	333,3	105,0	320,5	110,7	298,1	120,9	283,9	127,4		
	8	372,1	94,4	351,8	103,1	343,3	106,9	331,2	112,4	308,3	122,7	293,9	129,3		
	9	383,6	95,8	363,0	104,7	354,3	108,5	340,7	114,4	318,5	124,5				
	10	394,7	97,3	373,7	106,2	364,8	110,0	351,0	116,0	328,2	126,2				
2.155	5	371,6	98,0	352,9	106,9	345,0	110,8	332,6	117,1	310,4	128,6	296,3	136,2		
	6	381,7	99,5	363,1	108,3	355,1	112,2	342,5	118,5	319,6	130,2	305,2	137,8		
	7	393,2	101,0	373,9	110,1	365,7	114,1	353,2	120,2	330,4	131,9	315,9	139,6		
	8	405,7	102,7	386,1	111,8	377,7	115,9	364,5	122,3	341,9	133,9	327,2	141,6		
	9	418,8	104,4	398,7	113,7	390,2	117,8	376,8	124,3	353,9	136,0	338,9	143,8		
	10	430,9	106,1	410,3	115,4	401,6	119,5	387,9	126,1	364,5	137,9	349,2	145,7		
2.170	5	399,0	103,6	379,5	113,1	371,1	117,4	358,0	124,2	333,9	136,8	318,8	145,0		
	6	409,9	105,1	390,1	114,7	381,5	119,0	368,1	125,8	344,0	138,4	328,7	146,7		
	7	422,3	106,7	401,7	116,6	392,9	120,9	379,6	127,7	355,2	140,4	339,6	148,7		
	8	435,6	108,4	414,7	118,4	405,7	122,8	391,7	129,9	367,4	142,5	351,6	150,9		
	9	449,7	110,3	428,3	120,4	419,1	124,9	404,8	132,0	380,2	144,7	364,2	153,2		
	10	462,9	112,1	440,9	122,3	431,6	126,8	416,9	133,9	391,8	146,7	375,3	155,2		
2.200	5	459,9	119,3	438,3	130,4	428,9	135,4	414,1	143,6	387,3	158,7	370,0	168,8		
	6	472,5	121,5	450,7	132,4	441,0	137,4	425,8	145,6	398,4	160,9	380,7	171,0		
	7	486,7	123,4	463,6	134,9	453,6	140,0	438,8	147,9	410,9	163,3	393,0	173,5		
	8	501,7	125,6	478,2	137,2	468,0	142,4	452,0	150,9	424,7	165,9	406,5	176,2		
	9	517,6	127,9	493,6	139,6	483,2	144,9	466,9	153,5	439,2	168,7	420,7	179,1		
	10	533,0	130,2	508,3	142,0	497,6	147,4	480,9	156,0	452,6	171,3	433,7	181,7		

To — Температура воды на выходе из испарителя, °C (перепад температур 5°C)

kWf — Холодопроизводительность, кВт

kWe — потребляемая мощность (компрессоры), кВт

Табл. 5.2

ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЧИЛЛЕРОВ CLIVET
С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

ТИПОРАЗМЕР УСТРОЙСТВА	T _a (°C)	RH %	ТЕМПЕРАТУРА ВОДЫ В КОНДЕНСАТОРЕ, НАЧАЛЬНАЯ/КОНЕЧНАЯ, °C									
			30/35		35/40		40/45		45/50		50/55	
			kW _f	kW _e	kW _f	kW _e	kW _f	kW _e	kW _f	kW _e	kW _f	kW _e
2.90	-5	90	202,4	57,3	198,3	63,0	193,9	69,2	189,1	76,0		
	0	90	232,8	59,1	228,2	64,9	223,2	71,3	218,0	78,2		
	5	85	262,6	61,0	257,7	66,8	252,3	73,3	246,5	80,3	240,3	87,8
	7	85	276,6	61,8	271,1	67,8	265,9	74,3	259,9	81,3	253,7	88,9
	10	80	295,7	63,0	289,9	69,0	284,2	75,6	278,0	82,7	271,4	90,3
2.100	15	80	335,8	65,4	329,3	71,6	322,4	78,4	315,9	85,6	308,7	93,4
	-5	90	230,4	64,7	225,4	70,9	220,0	77,8	213,9	85,4		
	0	90	265,6	66,9	259,9	73,2	253,9	80,3	247,2	88,0		
	5	85	300,1	69,1	293,8	75,6	287,4	82,7	280,4	90,5	272,9	99,0
	7	85	316,2	70,2	309,8	76,7	303,1	83,9	295,9	91,8	288,3	100,3
2.110	10	80	338,4	71,6	331,3	78,2	324,1	85,5	316,8	93,4	308,8	102,0
	15	80	384,1	74,7	376,5	81,4	368,6	88,8	360,2	96,9	351,8	105,6
	-5	90	257,9	72,8	251,9	79,7	245,4	87,3	238,1	95,8		
	0	90	297,6	75,6	290,9	82,5	283,7	90,3	275,6	98,9		
	5	85	336,8	78,4	328,9	85,5	321,6	93,3	313,2	102,0	304,3	111,6
2.125	7	85	354,8	79,7	347,0	86,9	339,2	94,8	330,7	103,6	321,7	113,1
	10	80	380,0	81,4	371,6	88,7	362,6	96,8	354,2	105,6	344,8	115,2
	15	80	431,2	85,4	422,4	92,8	413,3	100,9	402,9	110,0	393,2	119,7
	-5	90	281,3	77,9	275,3	85,4	268,8	93,9	261,3	103,3		
	0	90	324,5	80,8	318,0	88,5	310,7	97,1	302,6	106,7		
2.140	5	85	367,8	83,7	360,1	91,6	352,1	100,4	343,4	110,1		
	7	85	387,4	85,0	379,3	93,8	371,0	101,9	362,4	111,7	353,0	122,4
	10	80	414,4	87,0	406,3	95,0	397,4	104,0	387,7	113,9	378,3	124,7
	15	80	471,2	91,0	461,8	99,3	452,0	108,4	441,6	118,5	430,7	129,5
	-5	90	303,1	83,9	298,0	92,1	291,4	101,4	284,1	111,8		
2.155	0	90	350,4	87,0	343,0	95,6	336,5	105,1	328,5	115,7		
	5	85	397,7	90,2	389,3	99,0	380,3	108,9	372,2	119,6		
	7	85	418,7	91,6	410,2	100,6	401,3	110,6	391,4	121,6	382,7	133,3
	10	80	448,7	93,6	439,6	102,8	429,9	112,9	419,4	124,0	408,3	136,1
	15	80	509,7	98,1	498,7	107,6	489,9	117,6	478,2	129,1	465,9	141,4
2.170	-5	90	328,2	90,6	323,3	99,8	317,8	110,5	312,1	122,8		
	0	90	378,6	94,2	372,4	103,5	366,2	114,3	359,5	126,7		
	5	85	428,3	98,0	421,7	107,3	414,2	118,3	406,2	130,9	398,7	144,9
	7	85	450,8	99,8	444,1	109,1	436,3	120,1	428,4	132,8	420,4	146,9
	10	80	482,2	102,3	474,7	111,7	467,1	122,7	458,4	135,5	449,4	149,7
2.200	15	80	548,6	107,7	540,0	117,2	530,1	128,6	521,0	141,3	511,4	155,6
	-5	90	351,5	96,2	346,5	106,1	341,0	117,7	335,0	131,0		
	0	90	405,7	100,1	399,3	110,2	392,9	121,9	386,0	135,3		
	5	85	458,9	104,1	452,2	114,3	444,4	126,2	436,1	139,9	428,0	155,0
	7	85	483,2	106,0	476,1	116,2	468,1	128,2	459,7	142,0	451,3	157,2
2.200	10	80	517,1	108,6	508,9	119,0	501,1	131,0	492,0	144,8	482,3	160,3
	15	80	588,4	114,3	579,3	124,8	586,9	137,2	559,1	151,1	548,8	166,6
	-5	90	400,2	111,0	395,9	122,7	391,3	136,8	386,5	153,2		
	0	90	460,5	115,9	454,5	127,8	449,3	141,9	443,5	158,4		
	5	85	520,3	121,2	514,2	133,1	506,8	147,4	500,1	163,9	492,8	182,8
2.200	7	85	547,4	123,6	540,9	135,5	533,0	150,0	525,5	166,8	518,6	185,5
	10	80	585,0	127,1	577,5	139,2	570,3	153,6	561,8	170,4	553,8	189,3
	15	80	665,5	134,5	656,3	146,3	646,3	161,6	637,9	178,3	627,7	197,7

T_a — Температура воздуха на входе в испаритель (по сухому термометру)

RH — Относительная влажность воздуха на входе в испаритель

kW_f — Теплопроизводительность, кВт

kW_e — Потребляемая мощность компрессорами, кВт

В чиллере в режиме охлаждения поддерживается относительное постоянство температуры испарения, связанное с определенными относительно постоянными значениями температуры охлаждаемой среды. При увеличении температуры конденсации холодопроизводительность уменьшается.

При работе чиллера в режиме теплового насоса, когда конденсатор охлаждается воздухом, температура испарения является функцией изменяющейся температуры наружного воздуха. С уменьшением температуры наружного воздуха, температура испарения понижается, при этом также уменьшается количество теплоты, отводимое от конденсатора, то есть снижается теплопроизводительность. При определенной температуре наружного воздуха, начиная с -5°C , значительно уменьшается тепловой коэффициент, и работа чиллера в режиме теплового насоса становится неэффективной.

С увеличением температуры теплоносителя у потребителя теплоты (системы отопления или горячего водоснабжения) тепловой коэффициент и теплопроизводительность парокомпрессионной холодильной машины уменьшаются.

Подбор холодильной машины

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов: путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге, по графическим характеристикам холодильных машин или по таблицам, по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Перерасчет холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный (указанный в каталогах) проводят по формуле:

$$Q_x^c = Q_x^p \frac{\lambda^c q_x^c \sigma_1^p}{\lambda^p q_x^p \sigma_1^c}, \quad (33)$$

где параметры с верхним индексом p (рабочий) соответствуют рабочему режиму работы парокомпрессионной машины, параметры с верхним индексом c (спецификационный) соответствуют температурному режиму работы, при котором приведено значение холодопроизводительности в каталоге.

Значения q_x , λ , σ_1 определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния хладагента на диаграмме $\lg P-i$.

Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Чаще всего применяется для чиллеров. Таблицы, подобные таблице 5.1 и 5.2 для соответствующего типа чиллеров приводятся в каталогах фирм производителей.

Наиболее точным является третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла машины при расчетном режиме.

Исходными данными для расчета являются: количество вырабатываемого холода Q_x , определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в системе кондиционирования воздуха и потерь холода в изолированных трубопроводах (10% от затрат), температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения фэнкойлов и воздухоохладителей центрального кондиционера $t_{жн}$ и $t_{жк}$, способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Задачей теплового расчета холодильной машины является определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя.

Порядок расчета холодильной машины

1. Составляют расчетную схему парокомпрессионной холодильной машины. Обычно используется в СКВ одноступенчатая хладоновая холодильная машина (рис. 5.1).

2. Выбирают расчетный температурный режим работы установки:

- а) температура испарения хладагента t_u
- б) температура конденсации хладагента t_k
- в) температура всасывания паров хладагента $t_{вс}$
- г) температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем t_n

3. Строят цикл в диаграмме Ig P - I для хладона R 22 (рис. 5.7)

- а) наносят на диаграмму изобары P_u и P_k , соответствующие t_u и t_k для хладагента;
- б) продолжают линию P_u до пересечения с изотермой $t_{вс}$ в точке 1';
- в) через т.1' проводят адиабату до ее пересечения с изобарой P_k — т.2
- г) проводят линию постоянной энтальпии i_3 и на ее пересечении с изобарами P_u и P_k получают точки 3 и 4 (эта линия в области жидкости совпадает с линией постоянной температуры переохлаждения);
- д) определяют параметры хладона в точках цикла: энтальпию и удельный объем паров хладона.

4. Определяют удельные характеристики цикла:

а) массовая холодопроизводительность:

$$q_x = i_1 - i_4, \text{ кДж/кг}, \quad (34)$$

б) работа сжатия в компрессоре

$$l = i_2 - i_1', \text{ кДж/кг}, \quad (35)$$

в) тепловая нагрузка на конденсатор

$$q_k = i_2 - i_3', \text{ кДж/кг}. \quad (36)$$

5. Определяют требуемый массовый расход хладагента

$$M_x = 1.1 Q_x / q_x, \text{ кг/с}. \quad (37)$$

6. Требуемая теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_h = M_x v_1 / \lambda, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (38)$$

где v_1 — удельный объем в т.1', $\text{м}^3/\text{кг}$,

λ — коэффициент подачи компрессора, определяемый по формуле 5.

По значению V_h выбирают одну или несколько холодильных машин с компрессором соответствующей производительности V_h' , так, чтобы сумма объемных подач компрессоров была на 25 — 30 % больше величины, полученной расчетом.

7. Определяют действительную холодопроизводительность компрессора

$$Q_x' = q_x M_x', \text{ кВт}, \quad (39)$$

где M_x' — действительный массовый расход хладагента

$$M_x' = V_h' \lambda / v_1 \quad (40)$$

8. Мощность привода компрессора:

а) теоретическая

$$N_T = M_x' l, \text{ кВт}; \quad (41)$$

б) индикаторная

$$N_i = N_T / \eta_i, \text{ кВт}; \quad (42)$$

в) потребляемая

$$N_9 = N_i / \eta_{мех} \eta_{эл}, \text{ кВт}, \quad (43)$$

где $\eta_i, \eta_{мех}, \eta_{эл}$ — коэффициенты полезного действия индикаторный $\eta_i = 0,7-0,8$, механический $\eta_{мех} = 0,9$; при $P_k / P_u = 5 - 7$, $\eta_{мех} = 0,8$ при $P_k / P_u = 11 - 13$, КПД электродвигателя для малых холодильных машин $\eta_{эл} = 0,85 - 0,9$, для крупных $\eta_{эл} = 0,9 - 0,95$.

9. Определяют тепловую нагрузку на конденсатор по формулам из уравнения энергетического баланса холодильной машины

$$Q_K = Q_x + N_i, \text{ кВт};$$

и через удельный расход теплоты на основе цикла холодильной машины

$$Q_K = M_x' q_k, \text{ кВт};$$

выбирают большее значение, обычно получаемое из уравнения энергетического баланса.

10. Для подбора конденсатора определяют требуемую площадь теплопередающей поверхности конденсатора

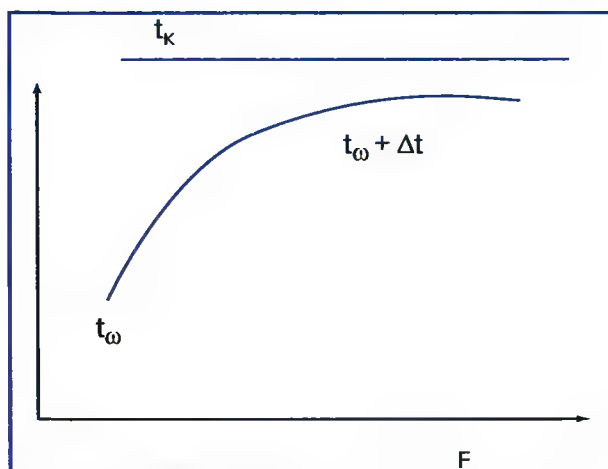
$$F_K = Q_K / K_K \Delta t_{cp}^K, \text{ м}^2,$$

где K_K — коэффициент теплопередачи для конденсаторов, Вт/м² К, Δt_{cp}^K — среднелогарифмический температурный напор, определяемый по формуле

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_M) / \ln (\Delta t_6 / \Delta t_M),$$

где $\Delta t_6 = t_K - t_w$
 $\Delta t_M = t_K - t_w - \Delta t$,

где t_w — начальная температура среды, охлаждающей конденсатор, Δt — перепад температур охлаждающей среды в конденсаторе, °С.



Расход среды, охлаждающей конденсатор

$$G_w = 1.1 Q_K / c_w \Delta t, \text{ кг/с},$$

где c_{ω} — теплоемкость среды, охлаждающей конденсатор, кДж/кг·К.

11. Требуемая площадь поверхности испарителя определяется аналогично

$$F_u = Q_x' / K_u \Delta t_{cp}^u ,$$

где K_u — коэффициент теплопередачи испарителя, Вт/м² К

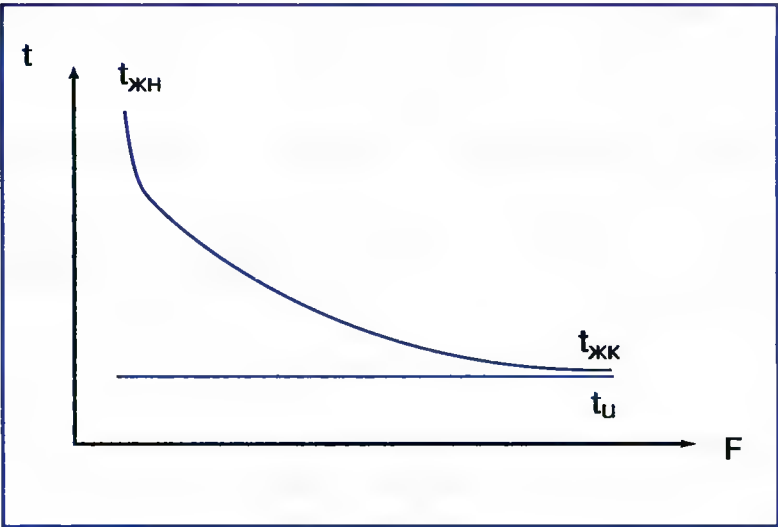
Δt_{cp}^u — для испарителя находится аналогично,

где Δt_6 и Δt_m определяются из графика

$$\Delta t_6 = t_{жн} - t_u$$

$$\Delta t_m = t_{жк} - t_u ,$$

где $t_{жн}$, $t_{жк}$ — начальная и конечная температура охлаждаемой в испарителе жидкости, °С.



РАЗДЕЛ VI

Чиллеры CLIVET

Типология чиллеров CLIVET.....	184
Описание чиллера. Принципиальная схема движения хладагента в чиллере в режиме холодильной машины и в режиме теплового насоса	193
Компрессоры	199
Испарители	212
Конденсаторы	215
Устройства для регулирования параметров работы и обеспечения безопасной работы чиллера	216
Устройства для обеспечения надежной и безопасной работы чиллера.....	221
Подбор чиллера	224
Управление чиллером	228

Типология чиллеров CLIVET

Источником холода в водовоздушных системах кондиционирования воздуха является чиллер — водоохлаждающая холодильная машина. Один из ведущих Европейских производителей оборудования для систем кондиционирования воздуха, в том числе и холодильного оборудования, CLIVET выпускает чиллеры различных типов в зависимости от способа охлаждения конденсатора, способа комплектации: моноблочного или с выносным конденсатором, со встроенным гидромодулем или без него, типа компрессора, режима работы (только охлаждение или охлаждение и отопление). CLIVET постоянно модернизирует выпускаемое оборудование на основе новейших технологических и конструкторских разработок. Чиллеры CLIVET имеют в своем составе комплектующие с наилучшими техническими характеристиками. Номенклатурный ряд выпускаемых чиллеров в последние годы значительно обновился за счет широкого применения новых более эффективных типов компрессоров: спиральных, одновинтовых, двухвинтовых которые в диапазоне малых, средних и больших производительностей постепенно вытесняют поршневые компрессоры. Расширился ряд чиллеров со встроенным гидравлическим модулем, в том числе и с аккумулирующим баком. Чаще используются в качестве испарителей пластинчатые и поверхностные теплообменники, что дало возможность уменьшить габариты агрегатов и их вес. CLIVET приступил к выпуску чиллеров на экологически безопасных фреонах R407C, R134a.

Типология (классификация) чиллеров, выпускаемых CLIVET в настоящее время, представлена на рис. 6.1. В зависимости от способа охлаждения конденсатора чиллеры разделяются на чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора и чиллеры с водяным охлаждением конденсатора. Наибольшее применение находят чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Этот способ отвода теплоты требует установки чиллера снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения. Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора выпускаются в моноблочном исполнении, когда все элементы чиллера находятся в одном блоке, и чиллеры с выносным конденсатором, когда основной блок может устанавливаться в помещении, а конденсатор, охлаждаемый наружным воздухом, размещается вне здания, например на крыше или во дворе. Основной блок соединяется с воздушным конденсатором, установленным снаружи здания, медными фреонопроводами.

Чиллеры в моноблочном исполнении выпускаются с осевыми вентиляторами и с центробежными вентиляторами. Чиллеры с осевыми вентиляторами имеют маркировку WRAT, WRAN, WSAT, WSAN, WDAT. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому чиллеры с осевыми вентиляторами должны устанавливаться только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами. Чиллеры с осевыми вентиляторами могут изготавливаться в различных вариантах исполнения: А — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты, В — для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от $+4^{\circ}\text{C}$ до -7°C . Возможно исполнение чиллера с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности. При вариантах исполнения чиллеров А, В теплота конденсации передается наружному воздуху и безвозвратно теряется. При вариантах исполнения чиллеров R и D устанавливаются дополнительные кожухотрубные теплообменники, дублирующие конденсатор полностью в варианте R (использование 100% теплоты конденсации для нагревания воды) или частично (использование 15% теплоты конденсации для нагревания воды). При варианте D дополнительный кожухотрубный конденсатор устанавливается на нагнетательной линии после компрессора перед основным воздушным конденсатором. Конфигурация чиллера может быть:

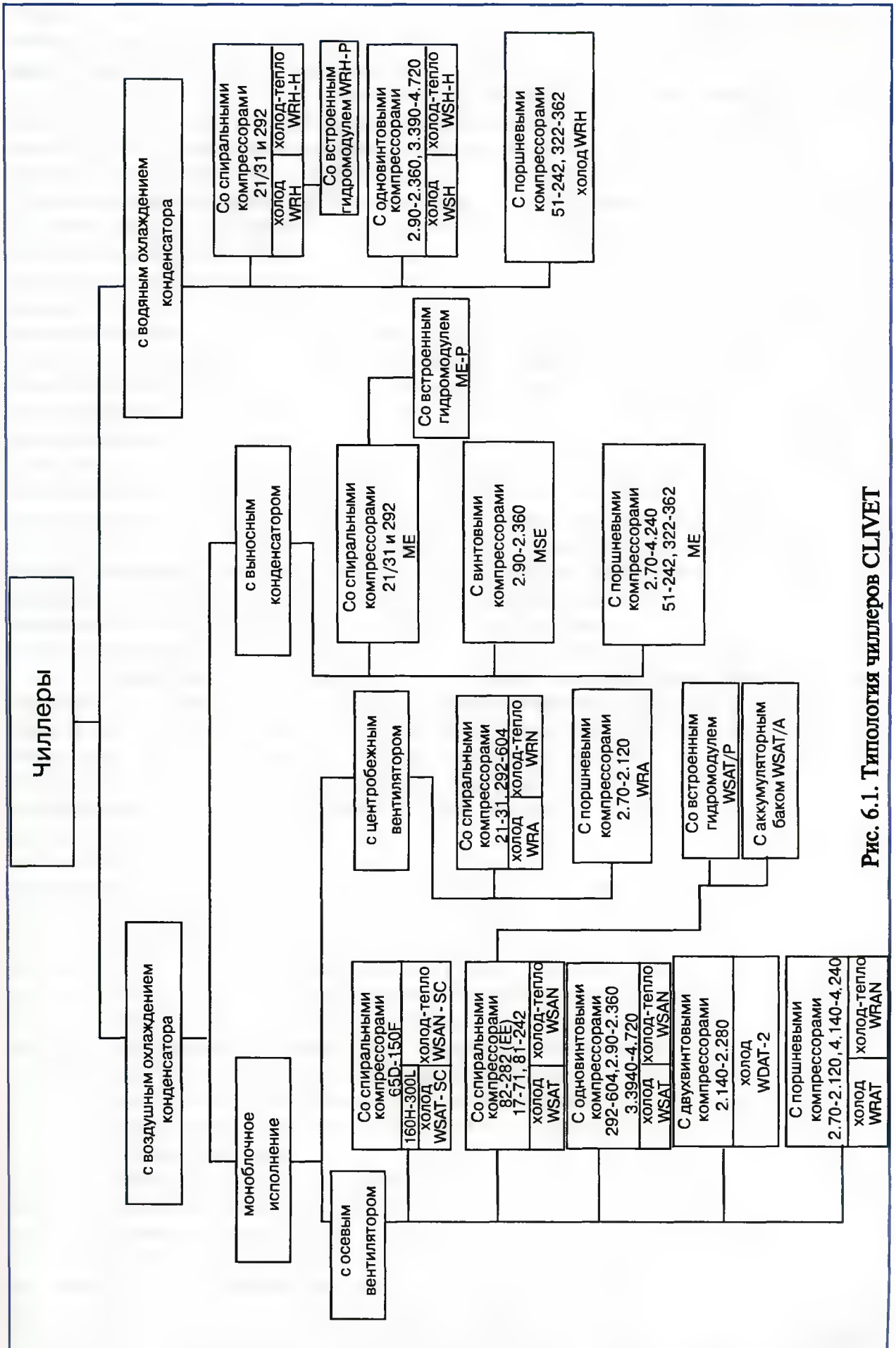


Рис. 6.1. Типология чиллеров CLIVET

ST-стандартная;

LN — с пониженным уровнем шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора и понижением скорости вращения осевого вентилятора конденсатора по сравнению со стандартной конфигурацией;

EN — со значительным снижением уровня шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора, увеличением площади живого сечения конденсатора для прохода воздуха и понижением скорости вращения осевого вентилятора, а так же установкой компрессора на пружинные антивибрационные опоры, применением гибких вставок на нагнетательных и всасывающих трубопроводах холодильного контура. Требования по уровню звуковой мощности, создаваемой работающим чиллером с осевыми вентиляторами при установке за пределами здания могут быть не очень высокими, если отсутствуют особые требования по уровню шума в застройке, где это здание расположено. Если такие ограничения имеют место, необходимо выполнить расчет уровня звукового давления в помещении шума, излучаемого чиллером, и при необходимости применить чиллеры специальной конфигурации.

В каталоге для соответствующего типа и типоразмера чиллеров приведены значения уровня звуковой мощности по октавным полосам и общий уровень звукового давления, измеренный на высоте 1 м от поверхности блока, при полной и частичной нагрузке (50%).

В каталоге в зависимости от конфигурации чиллера приведен диапазон рабочих температур, в частности, максимальная температура воздуха на входе в конденсатор. При расчетной температуре наружного воздуха выше 35°C значительно снижается холодопроизводительность чиллера и ухудшаются условия теплообмена в конденсаторе. В зависимости от условий эксплуатации выпускают чиллеры для стандартной температуры среды Т и для высокой температуры среды Н, в последнем случае выполняют конденсатор с увеличенной поверхностью теплообмена. При этом для высокой температуры среды конфигурация со значительным снижением уровня шума EN отсутствует.

Чиллеры с центробежными вентиляторами WRA, WRN предназначены для установки внутри здания. Основные требования к этим блокам: компактность и низкий уровень шума, связанные с установкой внутри помещения. В чиллерах данного типа используются центробежные вентиляторы с низкой скоростью вращения, большая часть типоразмеров малой и средней производительности имеет спиральный компрессор, отличающийся низким уровнем шума, в типоразмерах с герметичным поршневым компрессором он помещен в специальный звукоизолирующий кожух. В моделях WRA 2.70 — 2.120 боковые панели корпуса имеют звукопоглощающее покрытие изнутри, предусмотрена возможность наряду со стандартной конфигурацией ST, конфигурации SC с низким уровнем шума, где полугерметичный поршневой компрессор помещен в шумопоглощающий кожух и имеются гибкие вставки на нагнетательном и всасывающем трубопроводах холодильного контура. Габариты блоков максимально снижены за счет применения для отдельных типоразмеров пластинчатых испарителей до 242 модели ($Q_x = 69$ кВт) и поверхностных конденсаторов, состоящих из медных змеевиков с оребрением из алюминиевых пластин. При выборе данного типа чиллера и его размещении следует обеспечить свободный подвод охлаждающего воздуха к чиллеру и отвод воздуха, нагретого в конденсаторе. Это осуществляется с помощью всасывающих и нагнетательных воздухопроводов, при этом образуется вентиляционная сеть, состоящая из центробежного вентилятора, воздухонагревателя (конденсатор чиллера), воздухопроводов, заборной и выпускной вентиляционных жалюзийных решеток. Размеры последних подбираются на основе рекомендуемых скоростей движения воздуха в сечении решеток и воздухопроводов. Необходимо на основе аэродинамического расчета определить потери давления в вентиляционной сети. Потери давления в вентиляционной сети должны соответствовать давлению, развиваемому центробежным вентилятором, при значении расхода воздуха, охлаждающего конденсатор. Если давление центробежного вентилятора меньше, чем потери давления в вентиляционной сети, воз-

можно применить более мощный электродвигатель к центробежному вентилятору по специальному заказу. Воздуховоды должны присоединяться к чиллеру при помощи гибких вставок, чтобы вибрация не передавалась на вентиляционную сеть.

Чиллеры WRA 292-604 (75,9 кВт — 151,2 кВт) имеют варианты исполнения: S — стандартный; D — с частичной регенерацией теплоты конденсатора; B — для работы на растворе, конфигурация стандартная для обычной температуры, WRN 292-604 — S — стандартный; D — с частичной регенерацией теплоты конденсатора, конфигурация стандартная ST для обычной температуры. Чиллеры WRA 2.70-2.120 имеют варианты исполнения: S — стандартный, R — с полной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты, B — для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°C до -7°C. Возможно исполнение чиллера с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности.

Бесконденсаторные блоки ME, MS, устанавливаются в помещении и присоединяются к удаленным конденсаторам SE. Установка чиллера в помещении, как и в случае чиллеров с центробежными вентиляторами, упрощает эксплуатацию системы: использование воды в качестве холодоносителя в системе, которую не надо сливать в зимний период, меньшие затраты на транспортировку воды по сравнению с незамерзающими растворами и отсутствие прочих проблем, связанных с применением незамерзающих жидкостей. К недостаткам этого типа чиллеров относятся: работа только в режиме охлаждения, ограничения по общей длине фреоновых проводов. Чиллеры ME 2.70-4.240 имеют варианты исполнения: A — стандартный, B — для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°C до -7°C. Возможно исполнение чиллера с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности. Чиллеры MSE 2.90-2.360 имеют варианты исполнения: S — стандартный, D — с частичной регенерацией теплоты, B — для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +4°C до -7°C. Возможно исполнение чиллеров с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности. В зависимости от уровня звуковой мощности, излучаемой чиллером, данные типы чиллеров имеют конфигурацию ST, LN и EN.

Чиллеры с водяным охлаждением конденсатора WRH, WRHH, WSH, WSHH имеют меньшую стоимость, но требуют создания водяного контура для охлаждения конденсатора со всем необходимым оборудованием. Традиционно для охлаждения конденсатора холодильных машин применяются градирни, в которых вода, нагретая в конденсаторе, разбрызгивается через форсунки в потоке движущегося наружного воздуха, и при непосредственном контакте с воздухом охлаждается до температуры мокрого термометра наружного воздуха, поступая затем в конденсатор. Это довольно громоздкое устройство, требующее специального обслуживания, установки насоса и другого вспомогательного оборудования. В последнее время применяются так называемые «сухие» градирни или охладители конденсатора, которые представляют поверхностный теплообменник «вода-воздух» с осевыми вентиляторами, в котором теплота воды, нагретой в конденсаторе передается воздуху, циркуляцию которого через теплообменник обеспечивают осевые вентиляторы. В первом случае водяной контур разомкнутый, во втором случае — замкнутый, в котором необходимо установить все необходимое оборудование: циркуляционный насос, расширительный бак, предохранительный клапан, запорную арматуру. Для предотвращения замерзания воды при работе чиллера в режиме охлаждения при отрицательных температурах наружного воздуха, замкнутый контур заполняется водным раствором незамерзающей жидкости. При водяном охлаждении конденсатора теплота конденсации также бесполезно тратится и способствует тепловому загрязнению окружающей среды. При наличии источника теплоты, например системы горячего водоснабжения или технологической линии, в период выработки холода возможно полезно использовать теплоту конденсации. Чиллеры WSH 2.90-2.360 и 3.390-4.720 имеют варианты исполнения: S — стандартный, R — с пол-

ной регенерацией теплоты, D — с частичной регенерацией теплоты, В — для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от $+4^{\circ}\text{C}$ до -7°C , Н — для работы в режиме теплового насоса, конфигурацию ST, LN, условия эксплуатации Т — охлаждение воды в градирне, Р — использование артезианской воды для охлаждения конденсатора, М — использование морской воды для охлаждения конденсатора или в качестве источника низкопотенциальной теплоты. Возможно исполнение чиллера с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности

В зависимости от производительности чиллеры комплектуются тремя типами компрессоров: спиральными компрессорами для малой (в последнее время произошло смещение в сторону средней) производительности, одновинтовыми компрессорами для средней и большой производительности двухвинтовыми компрессорами для средней производительности, герметичными поршневыми компрессорами для малой производительности и полугерметичными поршневыми компрессорами для средней производительности. Спиральные и винтовые компрессоры как более эффективные в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми заменяют постепенно последние. На рис. 6.2. приведена диаграмма для быстрого ориентировочного выбора типа чиллера в зависимости от холодопроизводительности, способа размещения и режима работы. Значения холодопроизводительности соответствуют температурному режиму таблицы каталога «Технические данные» при работе чиллера в режиме охлаждения с хладагентом R22.

Маркировка чиллера обычно отражает тип установленного компрессора, за исключением чиллеров со спиральными компрессорами. Чиллеры с поршневыми компрессорами однозначно обозначаются как WRAT, WRAN, WRA, WRH, ME (первая буква R от слов *reciprocating engine* — поршневой). Чиллеры с винтовыми компрессорами обозначаются как WSAT, WSAN, MSE, WSH (первая буква S от слова *screw* — винтовой). Чиллеры с двухвинтовыми компрессорами WDAT (DS — *double screw*). Маркировка чиллера со спиральными компрессорами может быть различной WSAT, WSAN, ME, WRH, WRA, WRN. Маркировка чиллеров, в которых используется в качестве хладагента R22, с цифрой 1, например WRAT-1, R407 с цифрой 2, например WSAT-2, R134a с цифрой 3, например WSAT-3.

Чиллеры CLIVET выпускаются в двух исполнениях: работающими только в режиме холодильной машины WRAT, WSAT, WRA, WRH, ME, MSE и работающими в двух режимах: холодильной машины и теплового насоса WSAN, WRAN, WRN, WRH-H. В чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора, в которых предусмотрена работа в режиме теплового насоса, предусмотрено реверсирование холодильного цикла, в чиллерах с водяным охлаждением предусмотрено реверсирование по водяному контуру.

Чиллеры небольших типоразмеров могут изготавливаться по вариантам Р и А со встроенным гидромодулем: WSAT/A/P и WSAN/A/P 17-71 ($4,4 \div 16$ кВт), ME-P 21-51 ($6,61 \div 4,5$ кВт), WRH-P 21-51 ($7,2 \div 16,2$ кВт). В варианте исполнения Р в блок чиллера включены: циркуляционный насос на обратном трубопроводе, мембранный расширительный бак, предохранительный клапан для воды, спускной вентиль, узел заполнения водой, манометр, дифференциальное реле давления. Схема представлена на рис. 6.3. На схеме справа от разграничительной линии показано дополнительное оборудование для комплектации встроенного гидромодуля: бак-аккумулятор SA, гибкие вставки GEV, вентиль для выпуска воздуха VSA, водяной фильтр F, запорные шаровые краны R, манометр M и термометр T. В варианте исполнения А в блок чиллера включены: емкостный испаритель из нержавеющей стали с функцией бака-аккумулятора SA-SC, вентиль для выпуска воздуха VA, циркуляционный насос на обратном трубопроводе P, мембранный расширительный бак VP, предохранительный клапан для воды VS, спускной вентиль RS, узел заполнения водой RR, манометр M, дифференциальное реле давления РД. Схема представлена на рис. 6.4. Дополнительное оборудование для комплектации встроенного гидромодуля: гиб-

WSH, WSH-H, 2.90-2.360
230,6-920,7

3.390-4.720
984-1841

51-242 322-362 WRH, WRH-H
16,2-77,3 114,6-127,7
21-31 292 WRH, WRH-H
7,2-10,0 90

MSE 2.90-2.360
222,8-823,4
ME 2.70-4.240
175,7-610,1

51-242 322-362 ME
14,5-69 101,8-113,9
21-31 292 ME
6,6-9,2 83,9

2.70-2.120 WRA
158,4-256,5
51-242 322-362, 422 WRA, WRN
14,3-68 85,9-98,4, 114,8
21-31 292 404-604 WRA, WRN
6,5-9,1 75,9 105,2-151,2

WSAN 2.90-2.300
205,2-438,9

WSAT 2.90-2.360
196,1-789,1

WDAT - 2.2, 140-2.280
1.140 ÷ 4.240

WSAN-EE 2.70-2.120
WSAT-EE 163,7-272,8
82-282 WSAN 321-546,4 WRAN WRAT
17-242 WSAT WSAT-SC (R407C)
4,4-63,7 78,3-151 65D-150F 160H-300L
188,2-409,2 439,1-771,2

WSAT 3.390-4.720
860,2-1578,3

винтовой
поршневой
полугерметичный
поршневой
герметичный
спиральный

винтовой
поршневой
полугерметичный
поршневой
герметичный
спиральный

винтовой
поршневой
полугерметичный
поршневой
герметичный
спиральный

одновинтовой
двухвинтовой
поршневой
полугерметичный
спиральный

с водяным охлаждением конденсатора

с выносным конденсатором

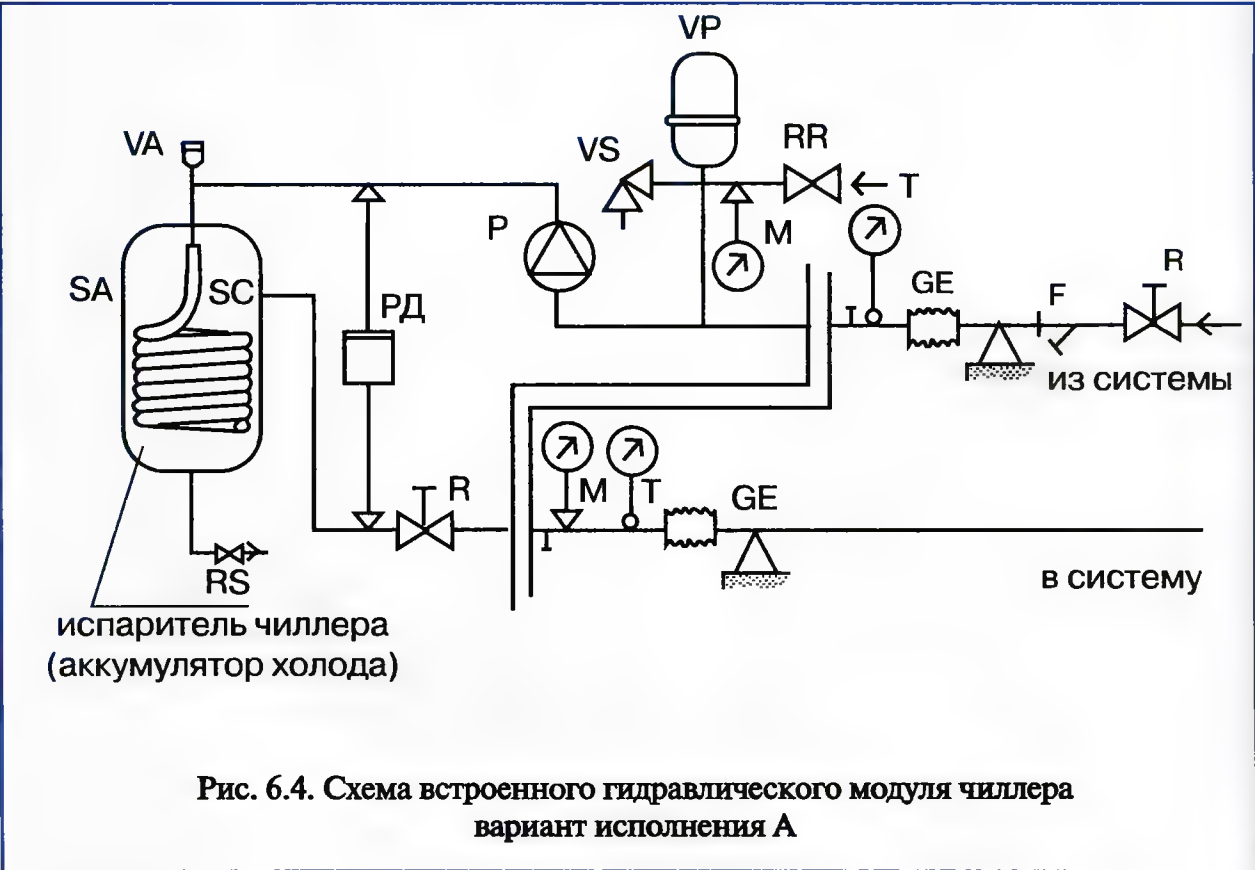
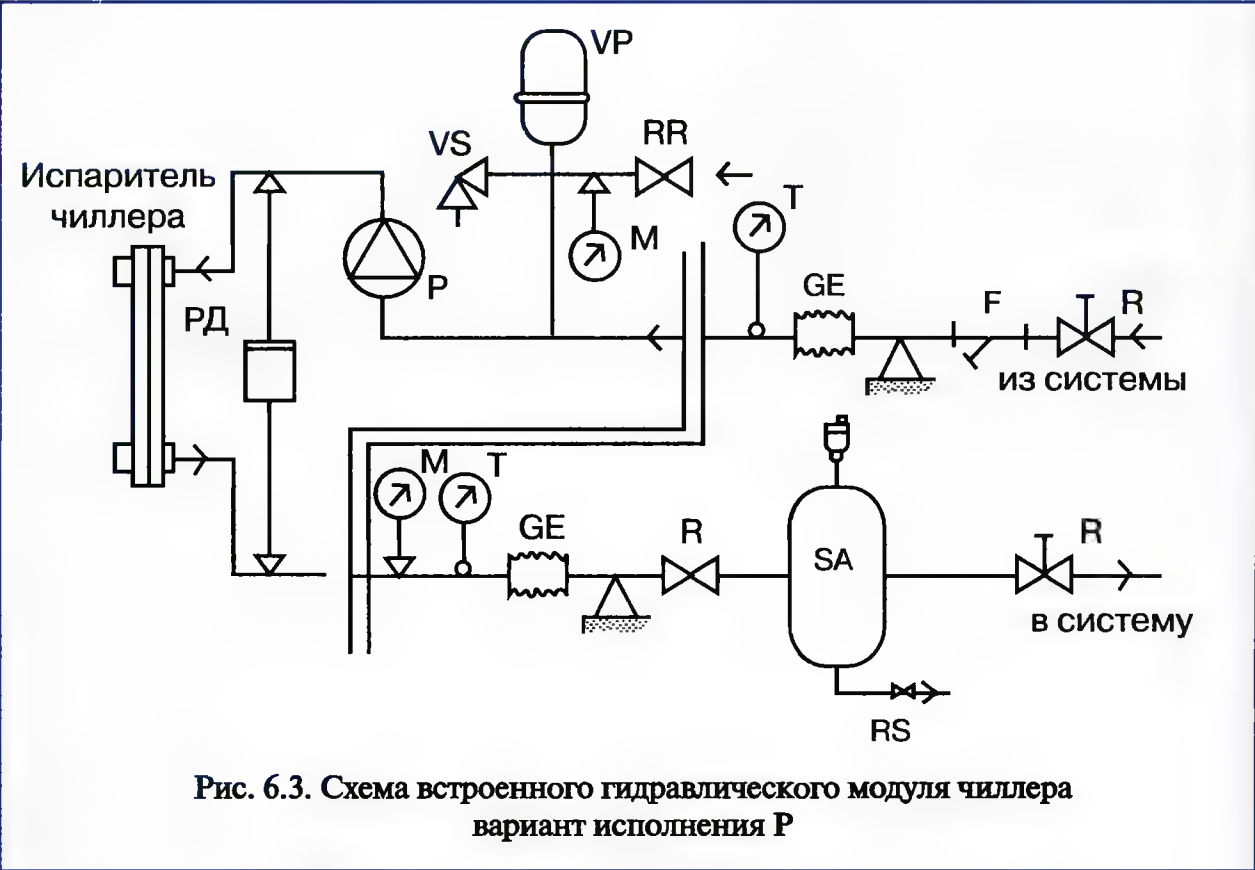
с центробежным

с осевыми вентиляторами

с воздушным охлаждением конденсатора

1000 холодопроизводительность, кВт

Рис. 6.2. Диаграмма для быстрого выбора типа chillera CLIVET



кие вставки GE, водяной фильтр F, запорные шаровые краны R, манометры M и термометр T. Порядок проверки или подбора оборудования гидромодуля описаны в разделе VIII.

Специально для систем кондиционирования воздуха небольших зданий, в частности жилых, например коттеджей, гостиниц, офисных зданий CLIVET разработал и приступил к выпуску нового типа энергосберегающих чиллеров со спиральными компрессорами WSAT EE и WSAE EE (ELFO ENERGY) холодопроизводительностью от 20 до 80 кВт. Чиллер имеет встроенный гидромодуль со всем необходимым оборудованием, кроме аккумулялирующего бака. Варианты исполнения чиллеров могут быть: с частичной регенерацией теплоты (D), для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от $+4^{\circ}\text{C}$ до -7°C (B), для умеренного климата (T). При варианте исполнения чиллеров D устанавливается дополнительный теплообменник, дублирующий воздушный конденсатор частично (использование 25% теплоты конденсации для нагревания воды) на нагнетательной линии после компрессора перед основным конденсатором.

Неравномерность нагрузки на систему кондиционирования воздуха в течении суток, месяца и года вызывает необходимость регулирования производительности источников теплоты и холода, в частности чиллера, что является одним из основных путей экономии эксплуатационных затрат на выработку холода и теплоты в режиме теплового насоса. На основе анализа нагрузки на СКВ с чиллером и фэнкойлами в течении дня установлено, что только 3 % всего времени требуется работа чиллера со 100 % производительностью, 23 % времени — с производительностью 67 %, 48 % времени — с производительностью 37 %, остальное время (26 %) чиллер должен быть отключен. В ранее выпускаемых CLIVET чиллерах такой производительности применяли два спиральных компрессора одинаковой производительности, что давало две ступени регулирования 50 % и 100 %. В новом типе чиллеров применили два спиральных компрессора разной производительности и получили три ступени регулирования 37 %, 63 % и 100 %. Кроме того, оба компрессора работают параллельно на один холодильный контур, что по сравнению с чиллерами, имеющими два холодильных контура, дало увеличение холодильного коэффициента за счет снижения мощности, потребляемой вентиляторами конденсатора. В результате испытания установлено, что в чиллере WSAT-2 EE 142 с одним холодильным контуром, холодильный коэффициент возрастает при ступенчатом снижении холодопроизводительности, например при температуре наружного воздуха 25°C значения холодильного коэффициента, соответствующие доле производительности от максимальной 100 % — 3,5, 63 % — 4,5, 37 % — 5, в то время как в чиллере WSAT-2 142 с двумя холодильными контурами и одинаковыми компрессорами наблюдается противоположное: 100% — 3,9 и 50 % — 3,7 при тех же условиях. Учитывая, что большую часть времени чиллер работает с минимальной нагрузкой, достигается экономия потребляемой электроэнергии. Испытания показали, что новые чиллеры ELFO ENERGY имеют более высокое значение как среднесуточного, так и среднегодового холодильного коэффициента по сравнению с обычными чиллерами, что свидетельствует об их эффективности.

Эффективная работа чиллера обеспечивается специально разработанной системой управления на базе микропроцессорных контроллеров ELFO для всей СКВ здания, которая позволяет наряду с обычными функциями:

- изменять уставку в зависимости от параметров наружного воздуха (температуры и энтальпии) или электрического сигнала от системы управления технологическим процессом или микроклиматом здания;
- устанавливать более высокую уставку температуры воды на выходе из испарителя чиллера в ночное время, выходные дни;
- выбирать необходимую ступень регулирования производительности при изменяющейся нагрузке на СКВ;

- только при необходимости в режиме теплового насоса переключать чиллер для оттаивания испарителя;
- при необходимости отключать циркуляционный насос.

Существенным преимуществом нового типа чиллера при его эксплуатации является малые пусковые токи, уменьшение числа включений компрессоров в течении суток за счет увеличения ступеней регулирования и применения более совершенной системы управления. Как показали испытания, в среднем в течении суток происходит всего 20 включений компрессоров чиллера серии EE, в то время как при двух компрессорах и двух холодильных контурах обычного чиллера число включений составляет 72. Гибкая система управления по возмущению, три ступени регулирования производительности, уменьшение числа включений компрессора позволили отказаться от аккумулирующего бака, что дало возможность значительно сократить габаритные размеры чиллера и уменьшить его стоимость по сравнению с обычными чиллерами той же производительности вместе с насосной станцией.

Таким образом, при разработке чиллеров WSAT EE и WSAN EE реализовано несколько идей, направленных на энергосбережение. Эксплуатация СКВ с чиллером ELFO ENERGY одного из офисных зданий в Милане позволила получить годовую экономию электроэнергии по сравнению с обычным чиллером в размере 35% от общего расхода электроэнергии.

Применение в чиллерах средней холодопроизводительности высокоэффективных спиральных компрессоров, имеющих наилучшие технологические и эксплуатационные показатели по сравнению с другими типами компрессоров, ограничивалось максимальной холодопроизводительностью спирального компрессора около 40 кВт. Широко известный принцип деления нагрузки, в частности тепловой на несколько котлоагрегатов, стали применять и для чиллеров, используя несколько спиральных компрессоров, соединенных параллельно и работающих на один или два холодильных контура. При этом с увеличением количества компрессоров недостатки двухпозиционного регулирования производительности спирального компрессора — «включено — « выключено» сглаживаются за счет нескольких ступеней регулирования. Компрессоры автоматически постепенно включаются в работу в зависимости от требуемой нагрузки, при запуске чиллера пусковые токи минимальные. Одновременно в чиллере работает то число компрессоров, которое фактически необходимо для обеспечения требуемой производительности. При этом всегда имеется резерв на случай выхода из строя одного из компрессоров, затраты на замену одного маленького спирального компрессора всегда будут меньше, чем затраты на замену одного большого винтового или поршневого компрессора. Цикличность работы компрессоров сокращает время работы каждого отдельного компрессора и, что особенно важно — количество пусков и остановок, от которого зависит срок службы компрессора. Таким образом, деление мощности помимо экономии электроэнергии за счет гибкого регулирования производительности, имеет и другие преимущества:

- повышенная надежность системы;
- малые пусковые токи;
- сокращение затрат на обслуживание спиральных компрессоров;
- увеличение срока службы агрегатов;
- уменьшение строительной площади, занимаемой оборудованием, за счет сокращения габаритов чиллера со встроенным гидромодулем в связи с отсутствием необходимости в аккумулирующем баке при гибком регулировании производительности чиллера;
- уменьшение единовременных затрат на единицу холодопроизводительности.

Принцип деления производительности и все его преимущества реализованы в новых чиллерах CLIVET WSAT — SC холодопроизводительностью от 180 до 1150 кВт и WSAN-SC (SPIN CHILLER) холодопроизводительностью от 180 до 520 кВт. Кроме того CLIVET выпускает чиллеры WSAT-SC холодопроизводительностью от 180 до 1150 кВт, работаю-

щие в энергосберегающем режиме свободного охлаждения. Чиллеры имеют встроенный гидромодуль со всем необходимым оборудованием, кроме аккумулирующего бака. Варианты исполнения чиллеров могут быть: с частичной регенерацией теплоты (D), для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от +50С до -80С(В), для умеренного климата (Т). При варианте исполнения чиллеров D возможно использование 20% теплоты конденсации для нагревания воды. Наряду со стандартной конфигурацией изготавливаются чиллеры со звукоизолированными компрессорами(SC) или в малошумном исполнении (LN).

Описание чиллера.

Принципиальная схема движения хладагента

в чиллере в режиме холодильной машины и в режиме теплового насоса.

Чиллер как водоохлаждающая холодильная машина состоит из основных компонентов: компрессора и электродвигателя, конденсатора, испарителя, устройства для расширения хладагента или терморегулирующего вентиля, блока управления. Рассмотрим принцип работы чиллера (тепловой насос). Принципиальная схема в режиме холодильной машины представлена на рис. 6.5. При подводе теплоты от охлаждаемой среды хладагент в испарителе 1 кипит при давлении испарения и превращается в парообразное состояние — пар низкого давления, который поступает в компрессор 2 для сжатия до давления конденсации. Пар высокого давления в конденсаторе 4 превращается в жидкость высокого давления, которая собирается в жидкостном ресивере 5 и оттуда, проходя последовательно через фильтр-осушитель 6, смотровое стекло 7, электромагнитный клапан 9, терморегулирующий вентиль 8, в котором превращается в жидкость низкого давления за счет снижения давления до давления испарения, поступает в испаритель. По пути движения хладагента установлены обратные клапаны 11, обеспечивающие его движение в определенном направлении, и трехходовые клапаны 10. В холодильном контуре установлен четырехходовой клапан 3 для переключения режимов работы чиллера «холод-тепло».

Принципиальная схема работы чиллера в режиме теплового насоса представлена на рис. 6.6. В режиме теплового насоса происходит реверсирование холодильного цикла с помощью четырехходового клапана, и теплообменники меняют свои функции: испаритель 1 становится конденсатором 1, а конденсатор 4 испарителем 4. В испарителе 4 подводится теплота от низкопотенциального источника, жидкий хладагент при низком давлении кипит и превращается в пар низкого давления. Проходя через четырехходовой клапан, в котором с помощью золотника изменилось переключение ходов, пар низкого давления поступает в компрессор 2, превращается в пар высокого давления и далее поступает в конденсатор 1, где теплота конденсации используется для нагревания воды. Из конденсатора жидкость высокого давления по обводному трубопроводу с обратным клапаном 11 проходит через трехходовой клапан 10 и поступает в жидкостный ресивер 5, откуда аналогично предыдущей схеме проходит через соответствующее оборудование, превращается в жидкость низкого давления и поступает в испаритель 4.

Для надежной и бесперебойной работы чиллера в контур хладагента включены: жидкостный ресивер, фильтр-осушитель 6, смотровые стекла 7, четырехходовой клапан 3. Приближенная к реальной схема холодильного контура более сложна, включает дополнительные элементы, необходимые для обеспечения безопасной работы чиллера и управления его работой, такие как предохранительные клапаны, обратные клапаны, аккумулятор хладагента, электромагнитные клапаны, реле давления и температуры. Чиллер может иметь один, два, три или четыре компрессора одинаковой или разной холодопроизводительности. В чиллерах с двумя, тремя, четырьмя компрессорами схема холодильного контура двухконтурная. На рис. 6.7 представлена принципиальная схема хо-

- ☒ пар низкого давления
- жидкость высокого давления
- ▨ жидкость низкого давления
- пар высокого давления

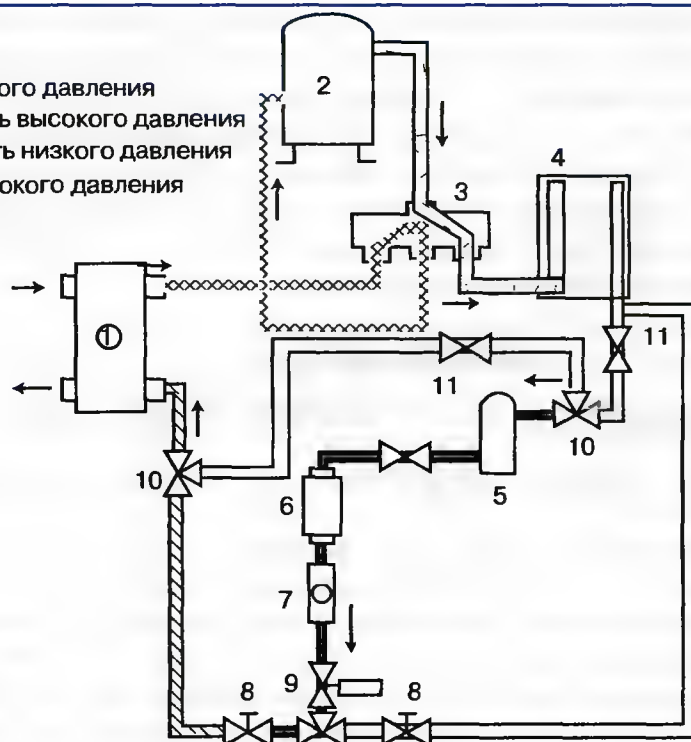


Рис. 6.5. Принцип работы чиллера в режиме холодильной машины

1 — испаритель; 2 — компрессор; 3 — 4-х ходовой клапан; 4 — конденсатор;
5 — жидкостный ресивер; 6 — фильтр-осушитель; 7 — смотровое стекло; 8 — TRV
(терморегулирующий вентиль); 9 — электромагнитный клапан; 10 — трехходовой
клапан; 11 — обратный клапан

- ☒ пар низкого давления
- жидкость высокого давления
- ▨ жидкость низкого давления
- пар высокого давления

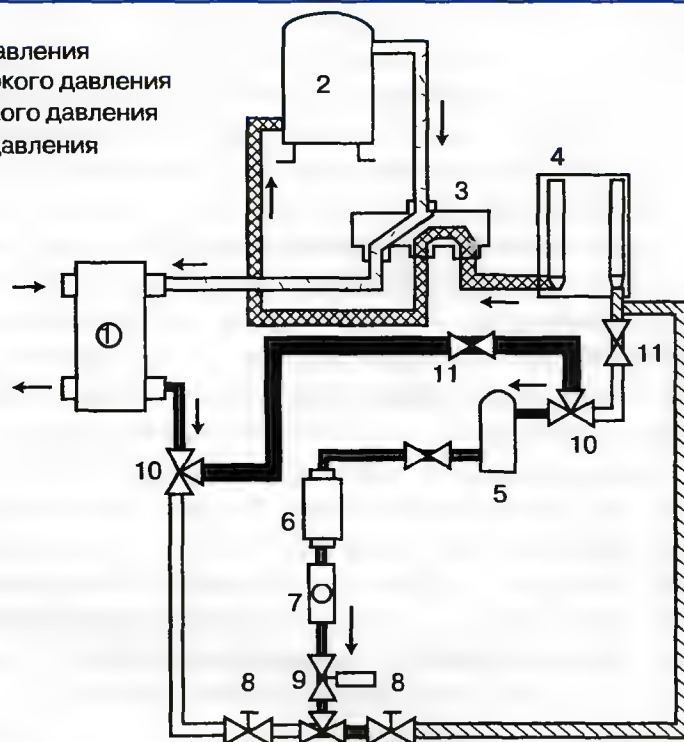


Рис. 6.6. Принцип работы чиллера в режиме теплового насоса

1 — конденсатор (испаритель); 2 — компрессор; 3 — 4-х ходовой клапан; 4 — испаритель
(конденсатор); 5 — жидкостный ресивер; 6 — фильтр-осушитель; 7 — смотровое стекло;
8 — TRV (терморегулирующий вентиль); 9 — электромагнитный клапан;
10 — трехходовой клапан; 11 — обратный клапан

лодильного контура чиллера со спиральным компрессором, работающем только в режиме охлаждения. В схеме как дополнительные элементы установлены: ресивер, электромагнитный клапан, фильтр, смотровое стекло, реле высокого и низкого давления, предохранительный клапан, датчики температуры воды и конденсатора, дифференциальное реле давления. На рис. 6.8 представлена принципиальная схема холодильного контура чиллера с одним спиральным компрессором с реверсированием холодильного цикла (тепловой насос). В схеме предусмотрена установка четырехходового клапана обратимости цикла, аккумулятора хладагента, двух обратных клапанов, двух терморегулирующих вентилей, двух предохранительных клапанов. Принципиальная схема холодильных контуров чиллеров WSAH 404-604 с четырьмя спиральными компрессорами (рис. 6.9) включает в себя два холодильных контура, в каждом из которых установлено два компрессора и соответствующее оборудование. Принципиальная схема холодильных контуров чиллеров WSAH 2.90....2.140 (рис. 6.10) также имеет два контура, в каждом из которых установлен один винтовой компрессор с электромагнитными клапанами для регулирования производительности. Схема отличается от предыдущей наличием линии промежуточного всасывания хладагента в каждом контуре, она применяется для винтовых компрессоров, в которой установлены фильтр, электромагнитный клапан, терморегулирующий вентиль, обратный клапан.

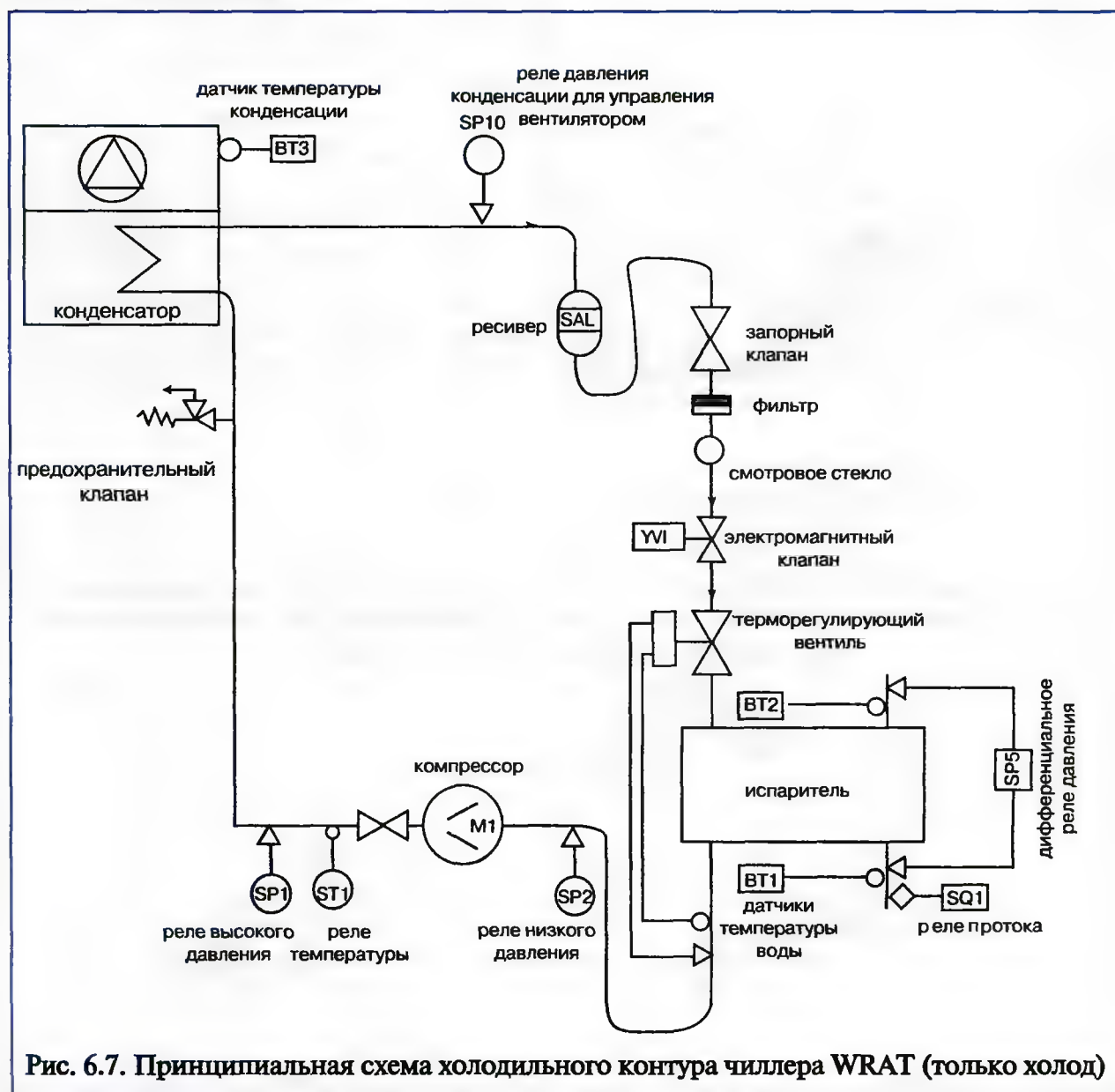


Рис. 6.7. Принципиальная схема холодильного контура чиллера WRAT (только холод)

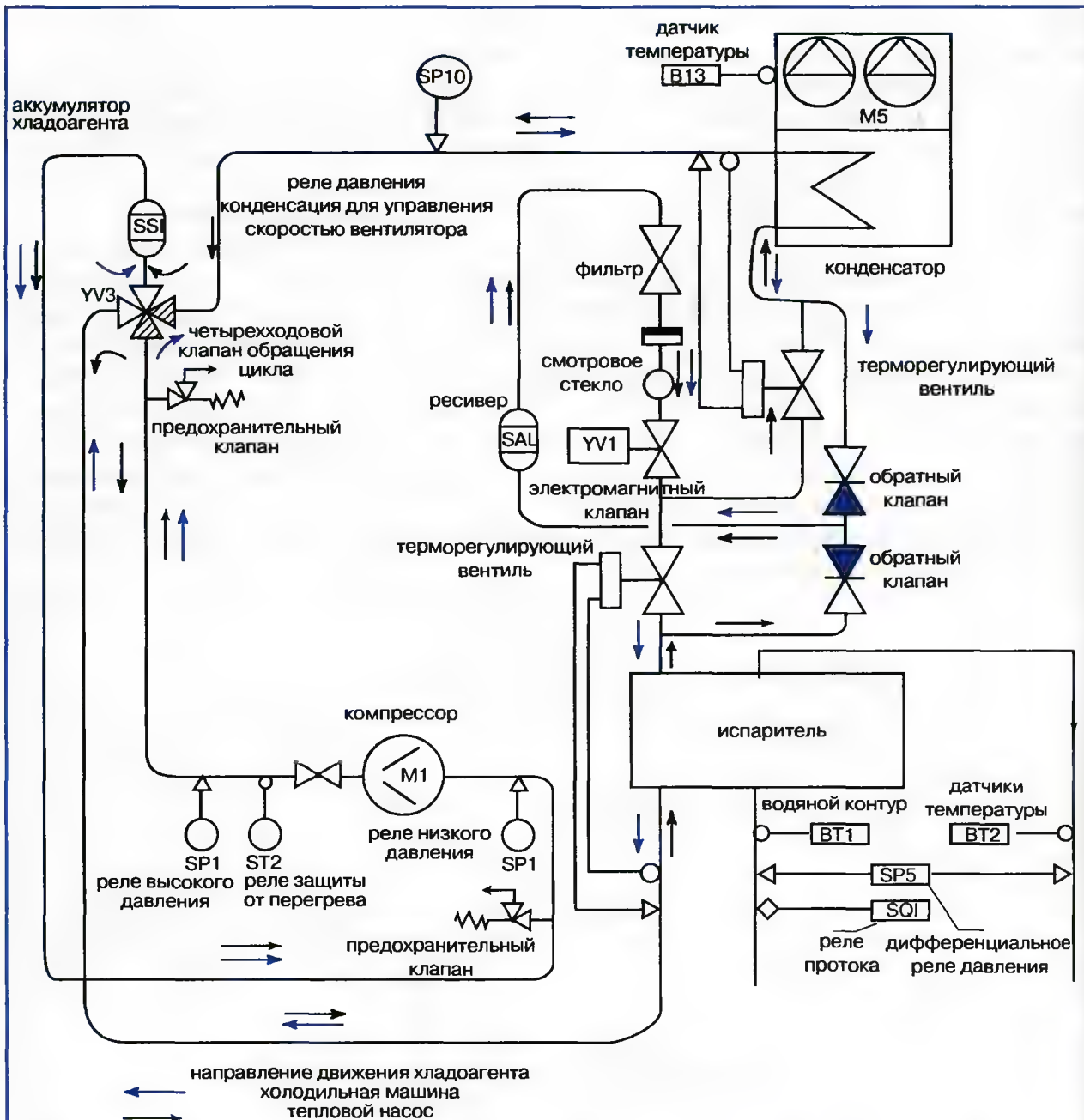


Рис. 6.8. Принципиальная схема холодильного контура чиллера с реверсированием холодильного цикла (тепловой насос, один холодильный контур, один спиральный или герметичный поршневой компрессор)

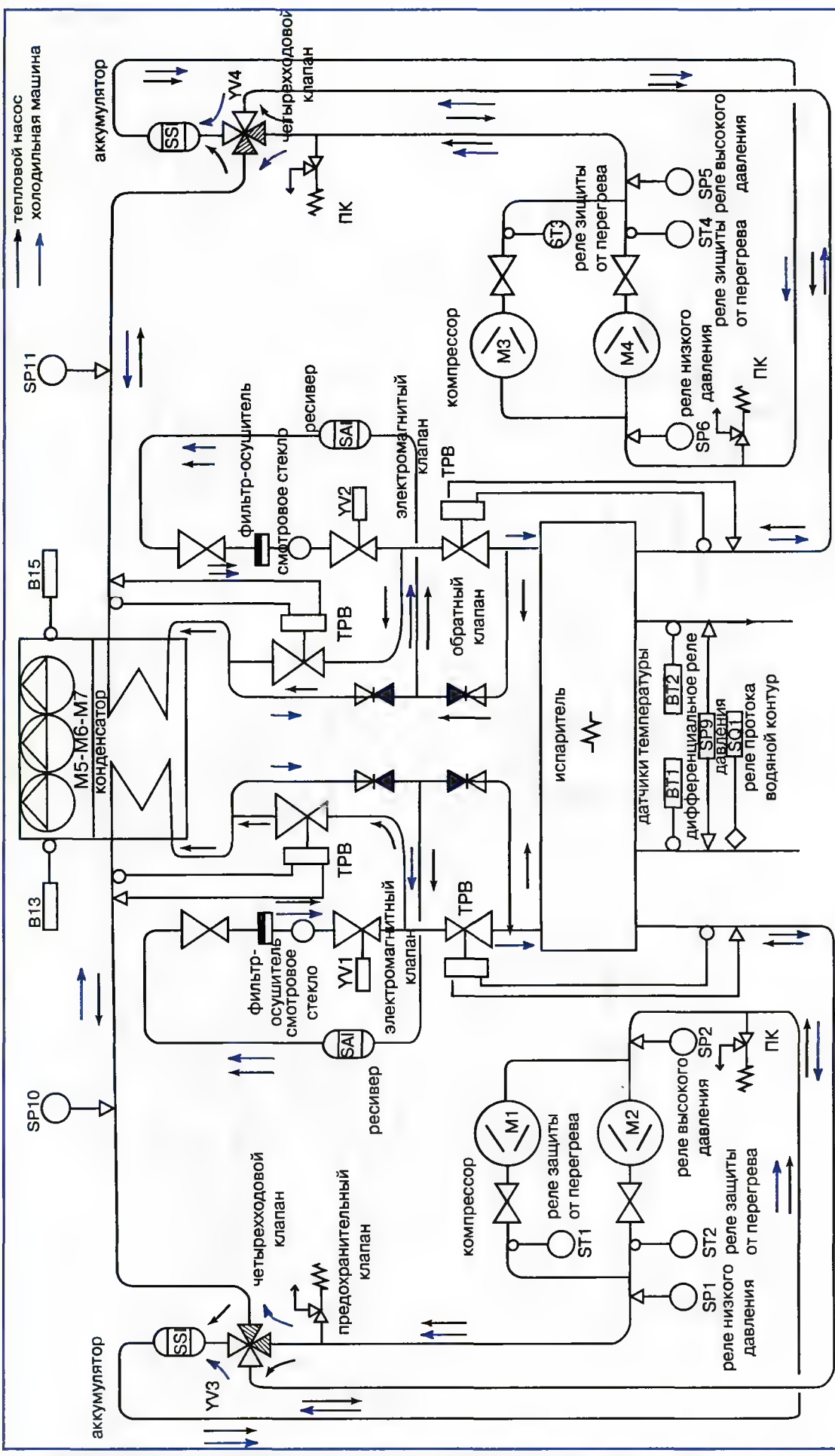
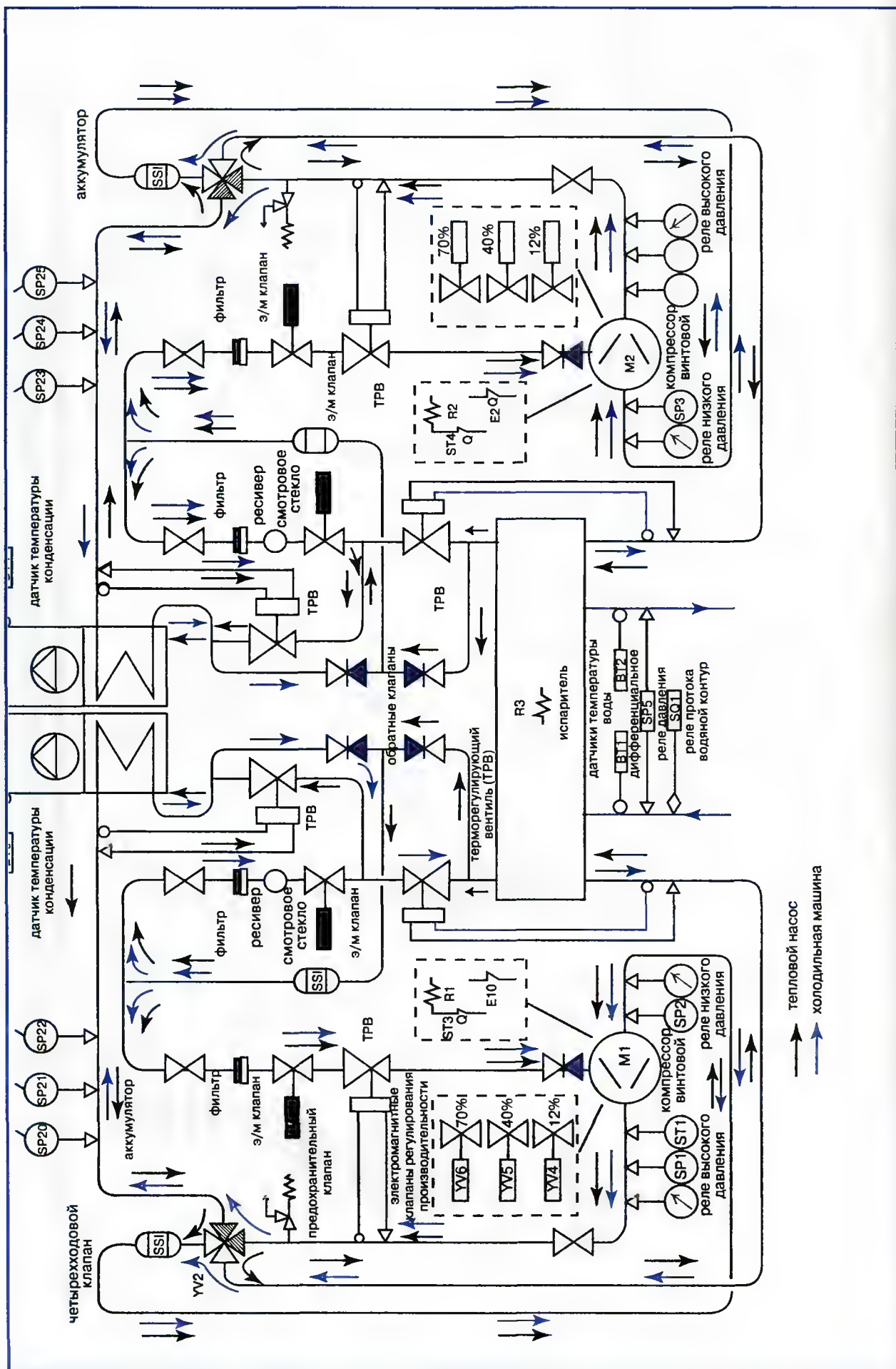


Рис. 6.9. Принципиальная схема холодильных контуров чиллеров WSA-N-2 404-604 (четыре спиральных компрессора, два холодильных контура, тепловой насос, холодильная машина, реверсирование холодильного цикла)



В чиллерах с водяным охлаждением конденсатора WSHH работа в режиме теплового насоса обеспечивается реверсированием водяного контура. Принципиальная схема е-версирования водяного контура чиллера WSHH представлена на рис. 6.11 В схеме предусмотрена установка четырех электромагнитных трехходовых клапанов YV1, YV2, YV3, YV4, ходы которых переключаются в зависимости от режима работы чиллера. В режиме охлаждения (схема а) положение трехходовых регулирующих клапанов YV1 и YV2 обеспечивает гидравлическое соединение испарителя с потребителем холода, положение трехходовых регулирующих клапанов YV3 и YV4 обеспечивает гидравлическое соединение конденсатора с устройством для охлаждения воды (градирней, сухой градирней, водопроводом). Клапаны в этом режиме без напряжения. При переключении режима на отопление (схема б) по сигналу подается напряжение на электромагнитные клапаны и изменяются положения клапанов так, чтобы конденсатор был соединен с потребителем теплоты, а испаритель с источником низкопотенциальной теплоты (солнечными коллекторами, водоемом, морем, технологическим оборудованием и т. д.).

Для надежного функционирования компрессора в зависимости от его типа необходимо то или иное вспомогательное оборудование: маслоотделитель, устройство для возврата масла, охладитель масла, масляный фильтр, масляный насос, устройство для распределения хладагента, различные типы клапанов и т. д. Схема холодильного контура с целью повышения эффективности работы может включать экономайзер, переохладитель.

Компрессор

Компрессор является основным элементом холодильной машины и предназначен для сжатия паров хладагента от давления испарения до давления конденсации. По принципу действия компрессоры делятся на объемные и центробежные. Последние достаточно экономичны и применяются для холодильных машин большой мощности (свыше 1000 кВт). В чиллерах применяются преимущественно компрессоры объемного принципа действия.

Электродвигатель приводит в движение компрессор, которые вместе образуют компрессорный агрегат. Компрессорный агрегат может быть герметичным, когда оба элемента заключены в общий герметично заваренный кожух. В полугерметичных компрессорах компрессор и электродвигатель объединены в единый механизм, имеют общий вал и заключены в общий разборный кожух, соединенный болтами. Негерметичный или открытый компрессорный агрегат состоит из компрессора, ось которого выходит из корпуса наружу, электродвигателя расположенного снаружи корпуса, соединенного с компрессором с помощью соединительной муфты или ременной передачи с системой шкивов. В чиллерах CLIVET применяются герметичные спиральные и поршневые компрессоры, полугерметичные винтовые и поршневые компрессоры.

До недавнего времени самым распространенным типом компрессоров в чиллерах был поршневой, и сейчас в определенном диапазоне производительности поршневые компрессоры устойчиво удерживают свои позиции из-за высокой энергетической эффективности. Принцип работы поршневого компрессора можно разобрать на основе схемы, изображенной на рис. 6.12.

Поршневой компрессор состоит из цилиндра 4, в котором перемещается поршень 5 с помощью кривошипно-шатунного механизма, состоящего из шатуна 6 и кривошипа 8, являющегося частью коленчатого вала. Возвратно-поступательное движение поршня обеспечивается работой кривошипно-шатунного механизма. Вращающиеся части помещены в картер 7. В верхней части цилиндра расположены всасывающий 3 и нагнетательный 2 клапаны, соединенные с соответствующими патрубками, которые сверху накрыты крышкой 1. Сжатие паров хладагента сопровождается значительным повышением температуры, поэтому для охлаждения нагнетательной камеры цилиндра предусмотрены ребра 9.

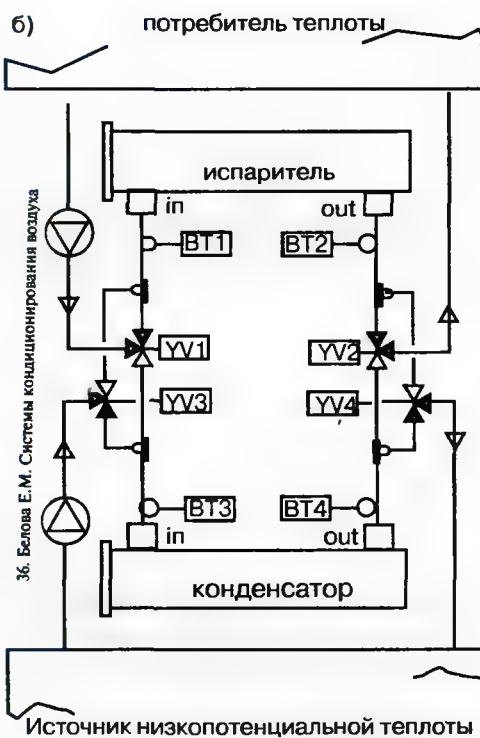
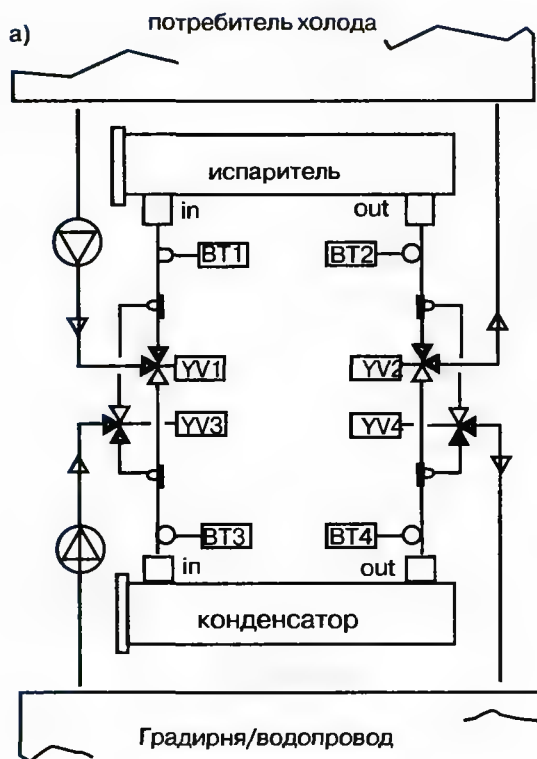
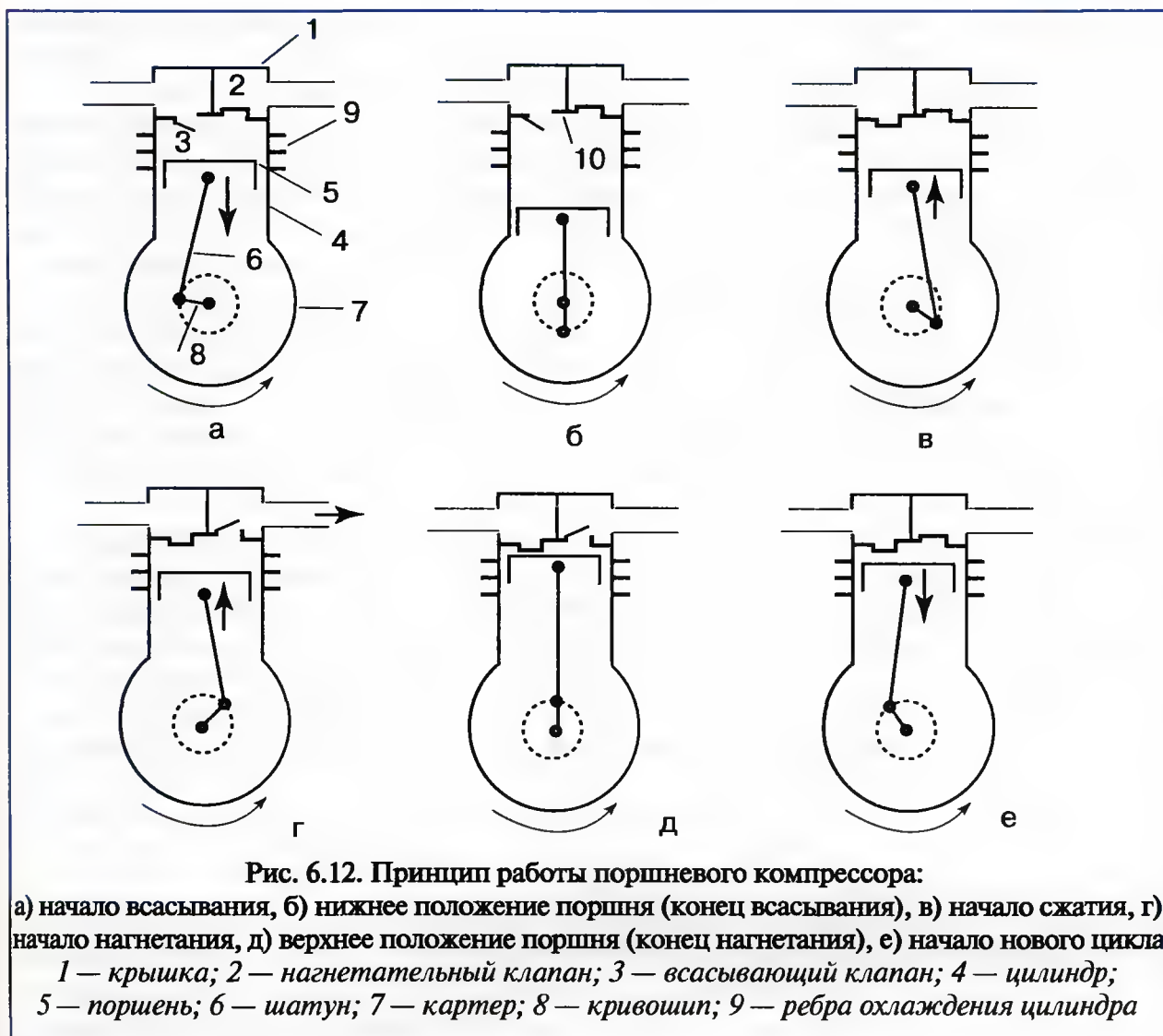


Рис. 6.11 Принципиальная схема реверсирования водяного контура чиллера WSHH:
а) режим охлаждения; б) режим отопления (тепловой насос)



В начальный момент давление в цилиндре (схема а) ниже чем во всасывающем патрубке, которое соответствует давлению испарения. Всасывающий клапан 3 открыт, и по мере опускания поршня 5 пары перегретого хладагента заполняют цилиндр. После того, как поршень пройдет нижнюю мертвую точку (схема б) он начинает двигаться в обратном направлении, сжимая пары в цилиндре и, тем самым, закрывая всасывающий клапан. В это время нагнетательный клапан остается закрытым, так как давление в цилиндре пока ниже давления в нагнетательном трубопроводе и еще недостаточно для того, чтобы преодолеть давление в цилиндре и сопротивление нагнетательного клапана (схема в). На схеме «г» давление в цилиндре не только достигнет давления, равного давлению в нагнетательном трубопроводе, соответствующего давлению конденсации, но и превысит его настолько, чтобы преодолеть сопротивление нагнетательного клапана и открыть его. Сжатые пары выходят из цилиндра пока поршень не дойдет до верхней мертвой точки (схема «д»). По конструктивным соображениям поршень не должен соприкасаться с клапанной плитой и, следовательно в цилиндре остается объем, заполненный газом. Геометрическое пространство, соответствующее этому объему, называют мертвым или вредным пространством. Как только поршень начинает двигаться в обратном направлении, то есть опускаться, пары, заключенные в мертвый объем, начинают расширяться и давление в цилиндре падает ниже давления в нагнетательном трубопроводе. Нагнетательный клапан закрывается (схема «е»). В момент, когда давление в цилиндре становится ниже давления во всасывающем патрубке, открывается всасывающий клапан 3, обеспечивая новый цикл.

Поршневой компрессор, особенно его вращающиеся части, а также поршни, нуждаются в смазке, для смазки применяются специальные масла, способные работать в среде хладагента. Перед заправкой хладагента масло заливается в картер компрессора в количестве примерно 10% от объема заправляемого хладагента. Смазка трущихся частей компрессора осуществляется специальной системой, состоящей из масляного насоса, фильтра и маслопроводов. Для смазки компрессоров производительностью более 10 кВт применяют масляный насос шестеренчатого типа. Масло, находящееся в картере на уровне, контролируемом через смотровое стекло, проходя через масляный фильтр насосом подается ко всем смазываемым точкам, откуда под действием сил тяжести стекает на дно картера. Система обеспечивает смазку подшипников шатунов (на коленчатом валу и на поршневых пальцах) и смазку стенок цилиндра. В многокомпрессорных чиллерах существует проблема выравнивания уровня и давления масла, а также давления газа. Между картерами прокладывается соединительная трубка для масла диаметром $d \geq 28$ мм, для каждого компрессора устанавливается маслоотделитель или общий маслоотделитель на нагнетательном трубопроводе.

Растворимость хладагента в масле изменяется в зависимости от температуры и давления. При повторном запуске компрессора из-за понижения давления в картере и вскипания хладагента, растворенного в масле, образуется масляно-паровая эмульсия. Попадая в цилиндр, она вызывает гидроудары и миграцию масла в контур хладагента, что нежелательно. Наиболее опасно растворение большого количества масла в двух случаях:

- при установке компрессора снаружи здания, при остановке компрессора хладагент конденсируется в наиболее холодном участке контура, т.е. в картере компрессора;
- когда в схеме не предусмотрено устройство автоматической откачки хладагента из низконапорной части контура при остановке компрессора, где после остановки наблюдается высокое давление.

Растворимость хладагента ниже, чем выше температура и ниже давление. Поэтому масло в картере необходимо подогревать. С этой целью используется электроподогреватель картера, который позволяет поднять температуру масла выше температуры наиболее холодной точки. Питание подается через вспомогательный контакт пускателя двигателя при остановке компрессора и снимается при его повторных запусках. Электронагреватель не должен работать при работающем компрессоре, чтобы не допустить перегрева масла.

Поршневые компрессоры в зависимости от производительности могут иметь один или несколько цилиндров, быть одноступенчатыми или двухступенчатыми. Поршневые компрессоры в чиллерах CLIVET герметичные и полугерметичные многоцилиндровые.

Регулирование холодопроизводительности компрессора может осуществляться изменением массового расхода хладагента за счет регулирования числа оборотов компрессора, блокировки клапанов, перепуска хладагента между нагнетательным и всасывающим коллекторами, а так же изменением состояния всасываемых паров при регулировании давления испарения.

Плавное изменение числа оборотов компрессора используется редко из-за высокой стоимости тиристорного привода, реже применяется ступенчатое регулирование с помощью электродвигателей с многополюсным переключением.

Чаще всего в поршневых компрессорах применяется регулирование массового расхода путем блокировки в открытом положении всасывающих клапанов одного или нескольких цилиндров. Команду на блокировку клапанов в открытом положении выдает реле давления или термореле, управляемое шаговым регулятором. При таком способе регулирования возрастают потери на трение и возникает необходимость в отводе теплоты, которая образуется за счет трения, чтобы не допустить повышения температуры в конце сжатия. Однако при этом способе регулирования уменьшается потребля-

емая мощность компрессором при частичной загрузке, уменьшается пусковой ток при пуске.

Еще один способ, который применяется для компрессоров с небольшой холодопроизводительностью как дополнительный к перечисленным, — байпасирование или перепускание сжатых паров во всасывающий трубопровод. При этом мощность, потребляемая компрессором остается постоянной. Используется или электромагнитный клапан, объединенный с реле низкого давления, либо клапан постоянного давления, открывающийся, как только давление всасывания начинает падать. Опасность: при полной тепловой нагрузке регулятор перепуска или регулятор производительности полностью не закроются. Целесообразно выше по потоку установить электромагнитный клапан, который будет закрываться как только возрастет температура.

Регулирование давления всасывания позволяет изменять объемную холодопроизводительность. При значительном изменении давления возрастает температура в конце сжатия.

Преимущества поршневых компрессоров:

- а) простота регулирования холодопроизводительности путем пуска и остановки одного или нескольких компрессоров (каждый из которых оборудован специальным устройством регулирования);
- б) минимальная перегрузка электрической сети при запуске за счет поочередного выхода на рабочий режим каждого компрессора;
- в) надежность работы (резервирование).

Винтовые компрессоры, применяемые в чиллерах, могут быть одновинтовыми или двухвинтовыми. В чиллерах CLIVET применяются преимущественно одновинтовые компрессоры, CLIVET приступил к выпуску чиллеров с двухвинтовыми компрессорами (WDAT).

Одновинтовой компрессор состоит из одиночного цилиндрического главного винта (ротора), который работает в паре с двумя звездообразными шестернями (рис. 6.13).

Главный винт выполнен из легированной стали, а шестерни из композитного материала. Главный винт имеет несколько геликоидных впадин с глобоидным (форма песочных часов) профилем и цилиндрической периферией. С противоположных сторон главного винта расположены две одинаковые шестерни, закрепленные на массивных цилиндрических основаниях-валах с подшипниками. Количество и форма зубьев соответствует количеству и форме впадин главного винта. Функция шестерней эквивалентна действию поршня, так как они уменьшают объем полостей и способствуют сжатию. Кроме того шестерни находятся в прямом контакте с боковыми поверхностями впадин и также действуют как затвор. Шестерни закреплены на основании с помощью пружинных

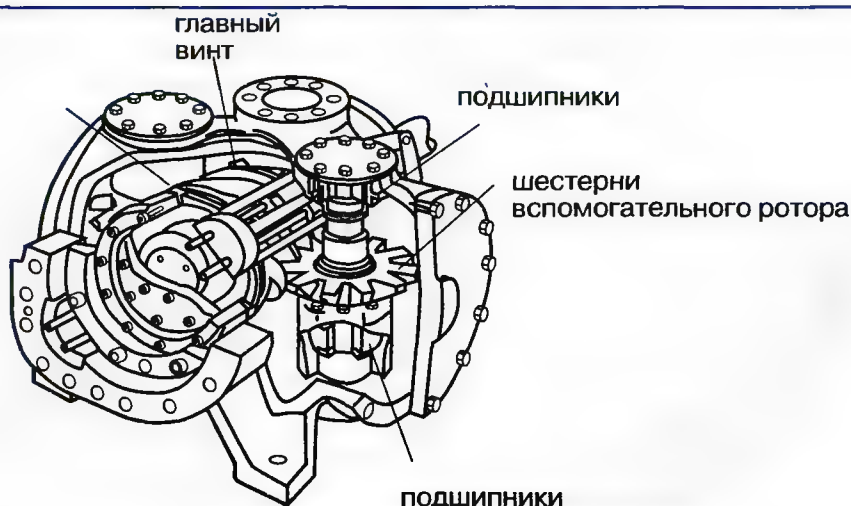


Рис. 6.13. Устройство одновинтового компрессора

амортизаторов, предоставляющих шестерням свободу для вращения в перпендикулярной плоскости. Этот способ соединения позволяет отрегулировать шестерни так, чтобы они работали без повреждений с минимальным износом. Корпус, окружающий главный винт, имеет два цилиндрических объема, в которые входят и свободно вращаются звездообразные шестерни. На корпусе размещены два диаметрально противоположных нагнетательных порта, имеющие общий нагнетательный коллектор.

Отличительной особенностью одновинтового компрессора является то, что процесс сжатия протекает по обе стороны главного винта, давление газа по обе стороны сбалансировано и не оказывает нагрузки на подшипники при полной и симметричной нагрузке. Нагрузки в направлении оси главного винта тоже невелики, так как полости находятся с двух сторон винта и давление сжатия действует на оба его конца. Главный винт соединяется с валом электродвигателя. При вращении главного винта через точки сцепления вращение передается шестерням. Роль цилиндра рабочего объема выполняют полости между зубьями винта и шестеренками, ограниченные стенками корпуса.

Подвод и отвод газа производится через окна на противоположных сторонах корпуса компрессора. Рабочий процесс в винтовом компрессоре состоит из трех фаз: всасывание, сжатие, нагнетание (рис. 6.14). Всасывание: при вращении главного винта газ в полостях, ограниченных поверхностями главного винта и корпуса, шестеренок и корпуса, линией соприкосновения главного винта и шестеренок, перемещается в осевом направлении со стороны всасывания к стороне нагнетания. Сначала эти полости соприкасаются со всасывающим окном и заполняются газом. Впадины главного винта через точки зацепления вовлекают в движение зубья шестерней, которые при контакте со впадинами действуют как всасывающий клапан. Сжатие: при дальнейшем вращении главного винта окно всасывания закрывается цилиндрической поверхностью главного винта, газ попадает в замкнутое пространство, образованное впадинами, шестернями и зубьями шестерней, при продолжении вращения объем полостей уменьшается и осуществляется сжатие. Нагнетание: порция сжимаемого газа перемещается в осевом направлении к нагнетательному отверстию пока объем полостей не снизится до 0, давление в полости не достигнет давления внутреннего сжатия, край полости главного винта не сравняется с кромкой нагнетательного отверстия и оно откроется. Через открытое отверстие газ выталкивается в нагнетательный порт. По мере того, как сжатый хладагент нагнетается в контур, с противоположной стороны винта вновь происходит всасывание, что обеспечивает непрерывность перекачки и сжатия паров.

Винтовые компрессоры могут быть сухого сжатия, маслозаполненные и мокрого сжатия. В чиллерах CLIVET устанавливают винтовые компрессоры мокрого сжатия, когда в рабочее пространство (полости) впрыскивается масло и хладагент после отсоединения полостей от камеры всасывания. Масло предназначено для уплотнения зазоров между винтом и корпусом, между боковыми поверхностями впадин главного винта и зу-

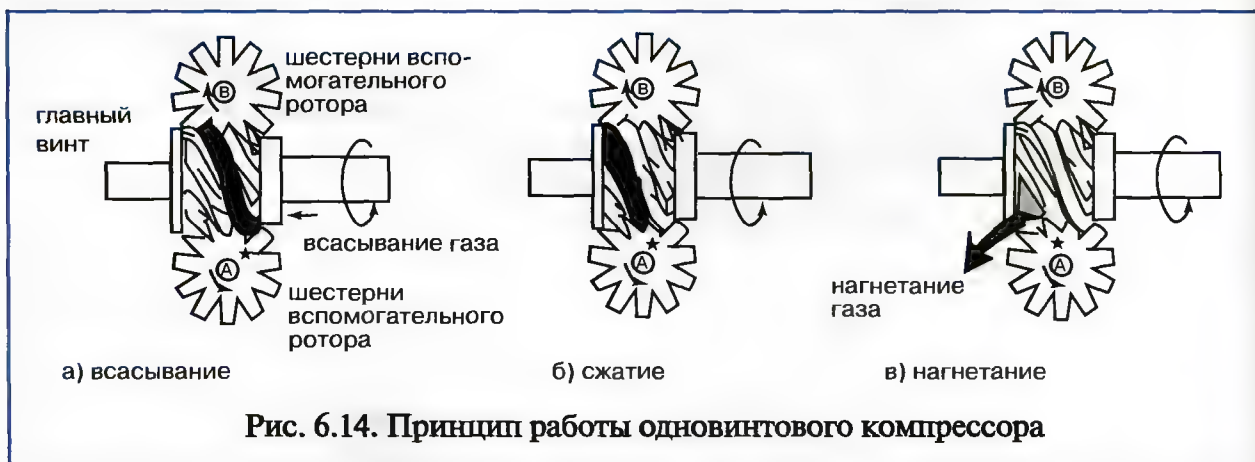




Рис. 6.15. Главный и вспомогательный роторы одновинтового компрессора

бьями шестерней, для смазывания деталей в местах их касания, для отвода теплоты от сжимаемого рабочего вещества, для снижения уровня звуковой мощности, излучаемой компрессором. Масло всасывается в закрытые полости через отверстие в корпусе или через подвижный золотник для регулирования производительности. В компрессорах мокрого сжатия также впрыскивается хладагент в малых количествах с целью охладить масло и снизить температуру сжимаемого газа. В этом случае уменьшается количество масла, подаваемого в компрессор, что ведет к сокращению гидромеханических и объемных потерь. На выходе хладагента высокого давления из компрессора

устанавливается маслоотделитель. Масло впрыскивается в компрессор автоматически без насоса из-за высокой разности давлений между маслоотделителем, где собирается масло (давление нагнетания), и пониженного давления в полостях и подшипниках при сжатии. Охлаждение масла может осуществляться несколькими способами:

- прямая инжекция жидкого хладагента в процессе сжатия, контролируемая по температуре нагнетания; потери производительности компрессора при этом минимальны, если инжекция происходит в закрытую полость перед началом нагнетания; затраты энергии при этом способе минимальны (менее 5% от потребляемой мощности компрессора);
- впрыскивание жидкого хладагента, забираемого из ресивера, прямо в нагнетательную линию компрессора небольшим насосом; доля инжектируемой жидкости контролируется датчиком температуры нагнетания и изменяется в зависимости от скорости вращения электродвигателя насоса; затраты энергии соответствуют мощности, потребляемой насосом, которая составляет 0,001 от мощности, потребляемой компрессором;
- внешнее охлаждение масла в маслоохладителе-теплообменнике.

При отключении компрессора должен включаться подогреватель масла.

В винтовых компрессорах с целью увеличения холодопроизводительности и повышения эффективности, оцениваемой холодильным коэффициентом, применяется промежуточное всасывание и двухступенчатое дросселирование переохлажденной жидкости. В холодильном контуре после конденсатора и первого дросселирующего клапана при некотором промежуточном давлении поток смеси жидкой и парообразной фазы хладагента поступает в сепаратор, в котором при снижении скорости потока под действием силы тяжести разделяется на два: жидкий хладагент и газообразный хладагент. Основной поток жидкого хладагента далее проходит через второй дросселирующий клапан, поступает в испаритель и далее в компрессор, вспомогательный поток газообразного хладагента поступает в компрессор при промежуточном давлении через специальное отверстие в процессе сжатия. Промежуточное давление поддерживается равным давлению в закрытых полостях компрессора в процессе сжатия (когда закрыто всасывающее окно). Основной и вспомогательный поток сжимаются вместе до параметров нагнетания. Теоретический цикл изменения состояния хладагента изображен на рис 6.16. Перед поступлением в испаритель жидкость имеет большую удельную энтальпию, и следовательно удельная холодопроизводительность для такого цикла и полная для компрессора, работающего по такому циклу, больше чем для компрессора без сепаратора. Увеличение потребляемой мощности значительно меньше в процентном отношении, чем увеличение холодопроизводительности, за счет чего возрастает холодильный коэффициент.

Применение такого цикла становится эффективным, когда отношение давлений 3,5 и выше, высокие значения степени сжатия являются характерной особенностью винтового компрессора. Практически в конструкции винтового компрессора предусматривают центробежный сепаратор, в котором для отделения газообразного хладагента, образуемого при расширении до промежуточного давления, от жидкой фракции, используется центробежная сила вместо силы тяжести (рис. 6.17).

Разделение обеспечивается вращением центробежного рабочего колеса, устанавливаемого на оси компрессора и встраиваемого в корпус стандартного двигателя без увеличения его размеров. Тонкая струя вспомогательного потока хладагента, образуемая на выходе из специального клапана, поступает на вращающееся рабочее колесо, происходит разделение фаз и газообразный хладагент, охлаждая двигатель компрессора, поступает в закрытые полости сжатия. Жидкий хладагент возвращается в холодильный кон-

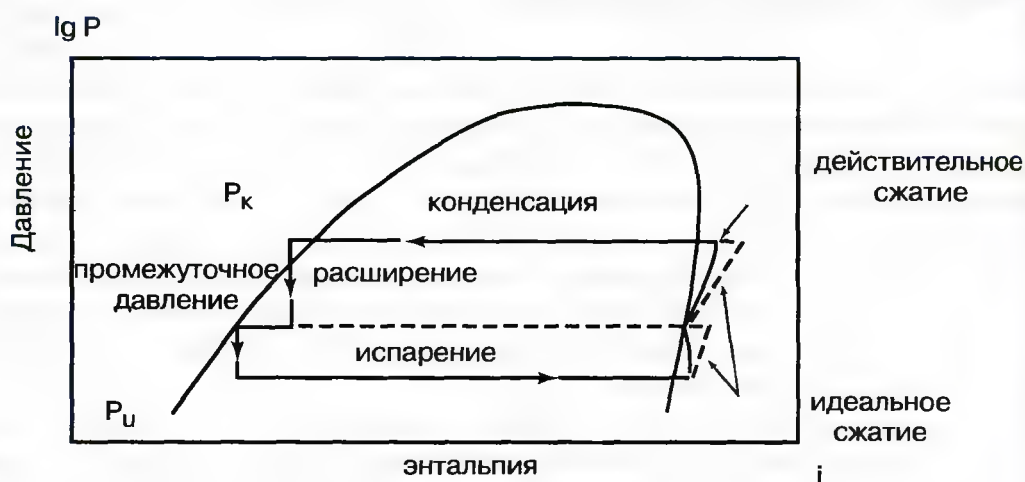


Рис. 6.16. Теоретический цикл на $\lg P$ - i диаграмме винтового компрессора с двухступенчатым дросселированием и промежуточным всасыванием

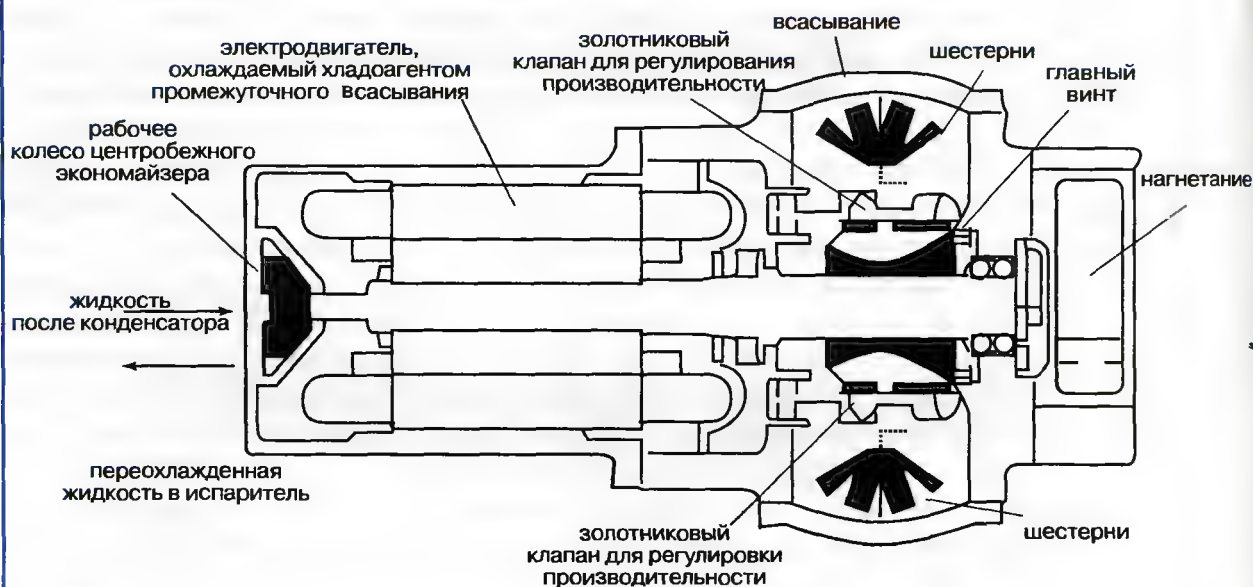


Рис. 6.17. Устройство полугерметичного одновинтового компрессора

тур и через дросселирующее устройство поступает в испаритель. Схема смазки маслом и впрыскивания жидкости в винтовых компрессорах представлена на рис. 6.18.

Способы регулирования производительности винтового компрессора такие же как и всех объемных компрессоров: изменение скорости вращения электродвигателя и перепускание сжатого хладагента во всасывающую линию через байпас, но реализуются эти способы по другому. Винтовой компрессор имеет в своей конструкции устройства для регулирования производительности: вспомогательную байпасную линию между главным всасывающим и нагнетательным патрубком, золотниковые клапаны регулирования производительности и клапан регулирования геометрической степени сжатия. В каждой области сжатия по обе стороны главного винта помещены золотниковые клапаны, которые свободно перемещаются вдоль оси компрессора, сокращая эффективную рабочую длину винта. Клапаны размещены так, чтобы нагнетательное окно совпало с концом золотникового клапана. При работе компрессора с неполной производительностью между неподвижным корпусом и кромкой золотника образуется щель, через которую часть рабочего вещества выталкивается в камеру всасывания. При этом замедляется начало сжатия, уменьшается заполненный объем полостей и производительность компрессора, снижается также геометрическая степень сжатия. Геометрическая степень сжатия винтового компрессора — отношение полезного фактически используемого объема полостей винта в момент начала сжатия к объему полостей в момент соединения их с окном нагнетания.

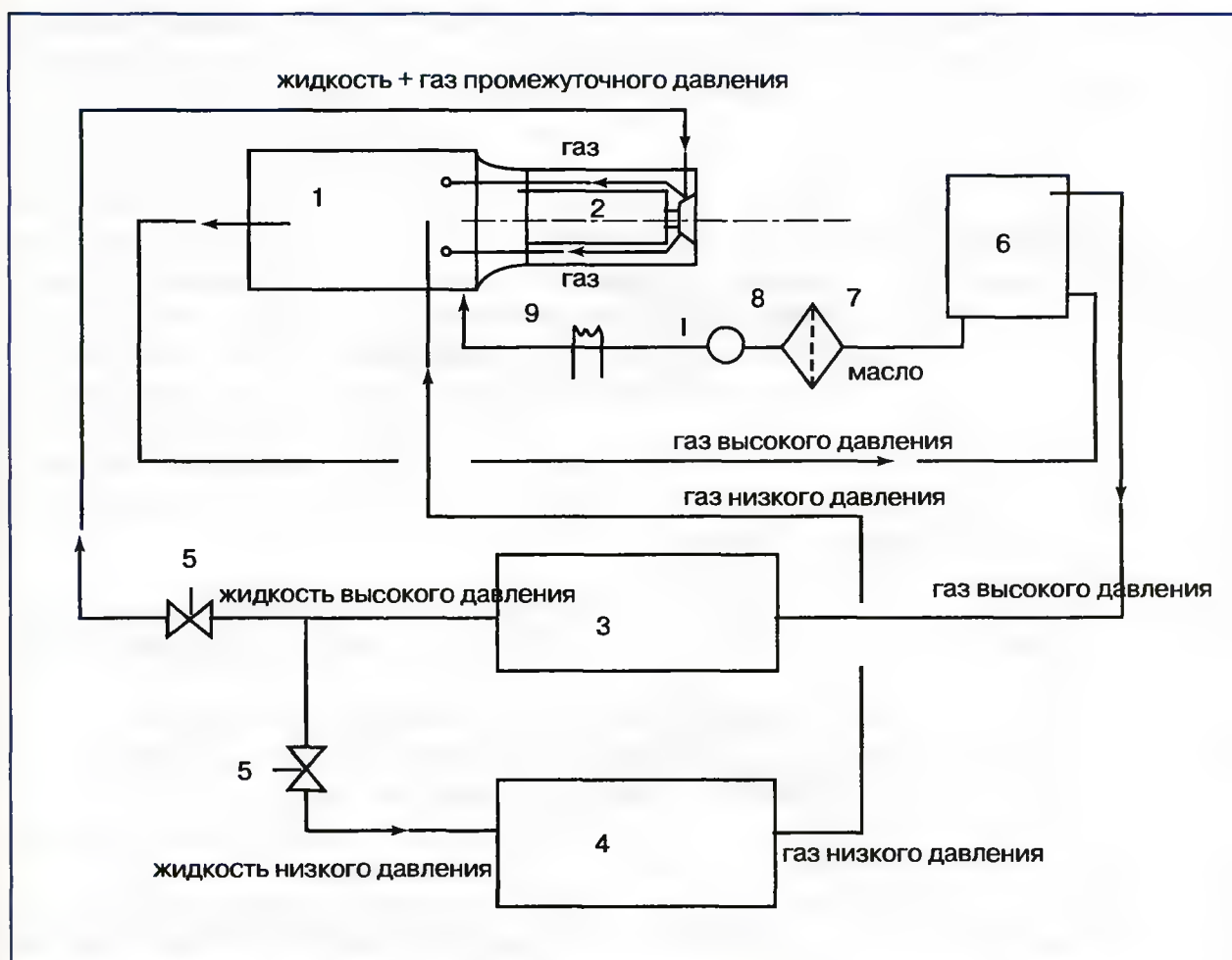


Рис. 6.18. Принципиальная схема холодильной установки с винтовым компрессором с центробежным экономайзером и системой возврата масла

1 — винтовой компрессор; 2 — электродвигатель компрессора; 3 — конденсатор; 4 — испаритель; 5 — терморегулирующие вентили; 6 — маслоотделитель; 7 — масляный фильтр; 8 — смотровое стекло; 9 — масляный нагреватель

$$\varepsilon = \frac{V_n}{V_{нк}}. \quad (1)$$

Геометрическая степень сжатия является константой для винтовых компрессоров, так как определяется геометрическими параметрами винта, размерами всасывающего и нагнетательного окна. Отношение давления нагнетания (конденсации) и всасывания (испарения) является функцией геометрической степени сжатия:

$$\frac{P_{наг}}{P_{вс}} = \left(\frac{V_n}{V_{нк}} \right)^m, \quad (2)$$

где m — средний показатель условной политропы сжатия, для хладонов $m = 1,11 \div 1,15$.

Для максимальной эффективности работы винтового компрессора необходимо, чтобы давление в полостях в процессе сжатия было равно давлению в нагнетательной линии (конденсации) в момент, когда открывается окно нагнетания (см. раздел V). При срабатывании золотникового клапана регулирования производительности уменьшается геометрическая степень сжатия, давление внутреннего сжатия в полостях меньше, чем давление нагнетания, что приводит к неэффективной работе компрессора при частичной нагрузке. Таким образом? одновинтовой компрессор должен быть оборудован устройством изменения геометрической степени сжатия при его работе с неполной нагрузкой. Таким устройством служит золотниковый клапан, который изменяет размеры нагнетательного окна и действует отдельно и независимо от золотниковых клапанов регулирования производительности. Кроме того, золотниковые клапаны регулирования производительности приспособлены так, чтобы уменьшать площадь окна нагнетания при образовании щели для байпаса (рис. 6.19). Клапаны взаимозаменяют друг друга, и их действие чередуется. Полный механизм регулирования обеспечивается в большинстве больших одновинтовых компрессорах с помощью нескольких золотниковых клапанов. Золотники приводятся в действие с помощью электромагнитных клапанов, размещенных на корпусе компрессора (рис. 6.20). Напряжение на клапаны подается по сигналу датчика температуры воды на выходе или на входе в испаритель. Таким образом, изменение производительности компрессора достигается изменением геометрической степени сжатия, температуры испарения и конденсации, когда золотниковые клапаны симметрично или несимметрично нагружены. При пуске компрессора золотниковые клапаны перемещаются в положение, соответствующее минимальной производительности и неполного давления внутреннего сжатия.

Преимущества винтового компрессора:

- более высокий по сравнению с поршневым компрессором коэффициент подачи и индикаторный КПД, в том числе за счет отсутствия мертвого и вредного пространства;
- реализация холодильных циклов с двухступенчатым дросселированием;
- высокая эффективность и надежность работы; сохранение этих качеств стабильными во времени; отсутствие изнашиваемости основных деталей;
- более низкие температуры в конце сжатия, которые в поршневом компрессоре могут быть получены только при двухступенчатом сжатии;
- наличие в конструкции регулятора производительности, плавное изменение характеристик при регулировании частоты вращения двигателя или степени сжатия;
- благодаря большой частоте вращения эти компрессоры имеют сравнительно небольшие размеры и вес, малое число деталей, отсутствие клапанов, часто выходящих из строя;
- высокая степень повышения давления, не зависящая от частоты вращения винта, отсутствие зон неустойчивой работы (помпажа).

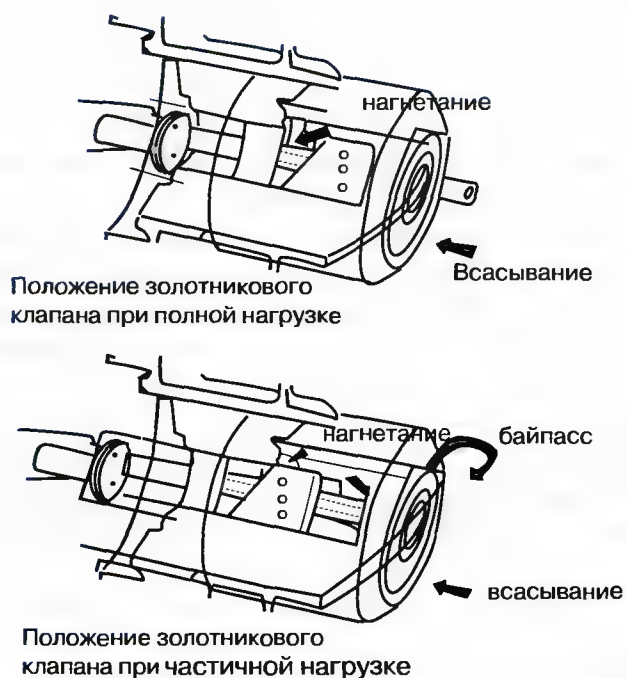


Рис. 6.19. Принципы работы золотникового клапана для регулирования холодопроизводительности компрессора

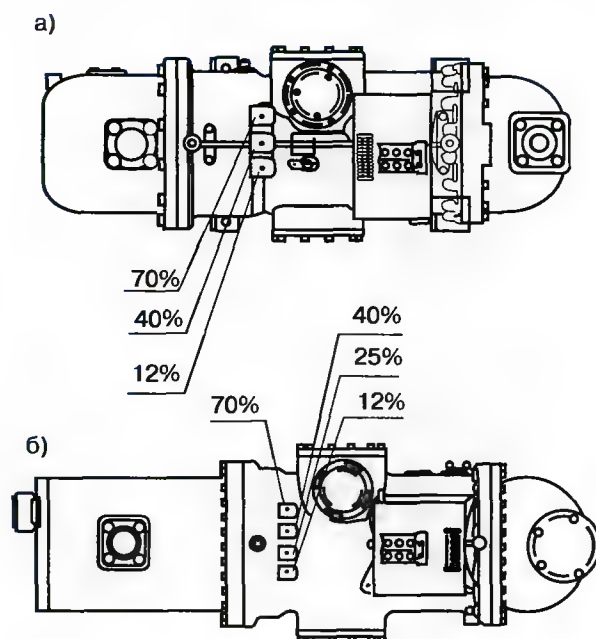


Рис. 6.20. Одновинтовые компрессоры, оснащенные клапанами для регулирования холодопроизводительности и степени сжатия:
а) тремя клапанами; б) четырьмя клапанами

Основу спирального компрессора составляют две спиральные пластины, вставляемые одна в другую. Верхняя спираль, в центре основания которой находится нагнетательное отверстие, неподвижна. Нижняя спираль вращается относительно своего центра. Всасывание осуществляется по всей боковой поверхности спиралей, а нагнетание – через нагнетательное отверстие в неподвижной спирали. Каждая спираль имеет прокладку, расположенную на торцевой части стенки одной спирали и находящейся в контакте с основанием противоположной спирали. Прокладки ведут себя как уплотнительные кольца, обеспечивая герметичность в процессе сжатия (рис. 6.21а).

Принцип работы спиральных компрессоров состоит в следующем (рис. 6.21б):

- в положении «а» круговое движение центра подвижной спирали приводит к образованию замкнутых газовых полостей, а движение витков подвижной спирали

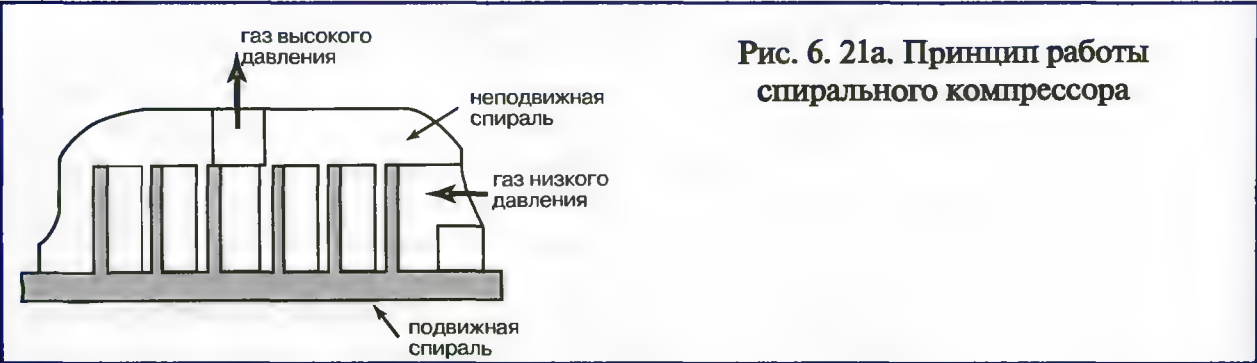


Рис. 6. 21а. Принцип работы спирального компрессора



Рис. 6. 21б. Принципы работы спирального компрессора

относительно витков неподвижной перемещает эти полости к нагнетательному отверстию, расположенному в центре неподвижной спирали. Это перемещение сопровождается постепенным уменьшением объема полостей, занятых газом;

- в положении «б» — во время первого оборота вала двигателя, или в фазе всасывания, стенки спиралей расходятся, обеспечивая доступ газа в пространство между ними;
- в положении «в» — в конце первого оборота — стенки вновь контактируют друг с другом, образуя герметичные газовые полости;
- в положении «г» — во время второго оборота вала двигателя, или в фазе сжатия, — объем газовых полостей постепенно уменьшается;
- в положении «д» — в конце второго оборота — степень сжатия газа достигает максимального значения;
- в положении «е» — начинается фаза нагнетания, которая реализуется при третьем обороте вала двигателя, концы двух спиралей отодвигаются друг от друга, освобождая проход сжатого газа к нагнетательному отверстию;
- в положении «ж» — в конце третьего оборота — весь сжатый газ удален из полостей между спиральями, объем полостей на третьем обороте равен нулю.

Все три фазы происходят одновременно в непрерывном движении. неподвижная и подвижная спирали заменяют примерно 15 подвижных деталей двухцилиндрового поршневого компрессора, что повышает надежность. Устройство герметичного спирального компрессора представлено на рис. 6.22.

Основным моментом, ограничивающим применение остается проблема регулирования производительности, которая для небольших значений производительности может быть решена либо путем изменения частоты колебаний подвижной спирали, либо с по-

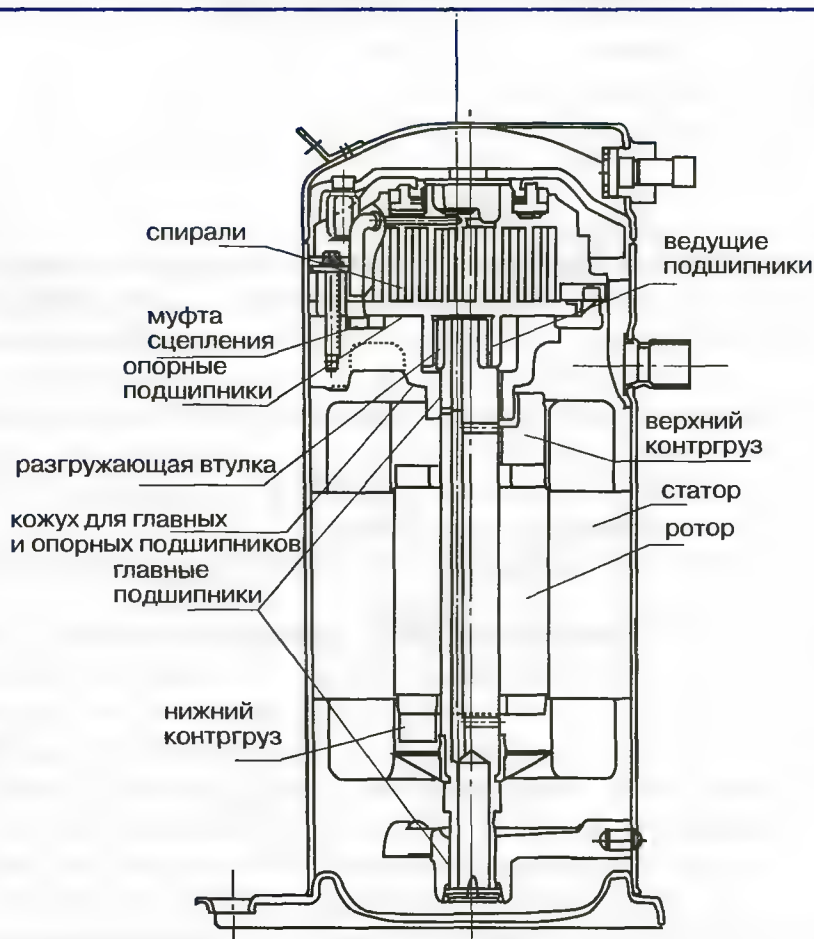


Рис. 6.22. Устройство герметичного спирального компрессора

мощью установки двух подвижных спиралей, при отключении одной — производительность может меняться в отношении 2 к 1, либо путем изменения скорости вращения электродвигателя. Практически в чиллерах CLIVET со спиральными компрессорами применяется способ включения и отключения компрессоров, то есть ступенчатое регулирование производительности.

Преимуществами спирального компрессора являются:

- высокая энергетическая эффективность;
- надежность и долговечность, связанная с меньшим количеством подвижных элементов, часто выходящих из строя, например, в поршневых компрессорах;
- отсутствие мертвого и вредного пространства, в связи с чем объемный коэффициент подачи близок к единице; на коэффициент подачи влияют только протечки, их величина незначительная, в связи с чем высокое значение коэффициента подачи по сравнению с винтовым компрессором;
- отсутствие потерь давления, адекватных потерям давления в клапанах поршневого компрессора, при отсутствии клапана на всасывании;
- всасываемый газ не соприкасается с горячими деталями компрессора, из-за чего не снижается изотропный коэффициент полезного действия;
- симметрия полостей всасывания и центральный выхлоп сжатых газов, малая скорость движения газа обеспечивают свободную от пульсаций и шума работу компрессора;
- возможность регулирования производительности.

По сравнению с поршневыми имеет следующие преимущества:

- более высокий КПД на 10-15%;
- более высокий коэффициент подачи на 20-30%;
- меньшие размеры на 30-40%;
- меньшая масса на 15-18%;
- уровень звукового давления ниже на 5-7дБ;
- меньшее число деталей, меньшая стоимость компрессора.

Испарители

Испаритель чиллера — теплообменник, в котором происходит фазовый переход хладагента из жидкого в парообразное состояние при низком давлении за счет подвода теплоты от охлаждаемой жидкости. В чиллерах CLIVET применяются несколько типов испарителей:

- паяные или сварные пластинчатые из нержавеющей стали для холодопроизводительности до 150 кВт;
- емкостные для чиллеров варианта исполнения А со встроенным гидромодулем и аккумулялирующим баком;
- кожухотрубные прямого расширения для холодопроизводительности выше 150 кВт.

В пластинчатых теплообменниках (рис. 6.23) охлаждаемая жидкость циркулирует с одной стороны вертикальных профилированных пластин из нержавеющей стали, хладагент превращается из жидкости в пар — по другую сторону пластин. При соответствующем наборе пластин можно получить различные схемы движения теплообменивающихся сред. Теплообменник может иметь один или два независимых контура для прохода хладагента с чередующимися каналами. Это самый компактный тип теплообменника. Для защиты от замерзания в теплообменник встраивается электронагреватель. Чтобы не допустить бесполезных потерь холода, а также конденсации водяных паров, пластинчатые теплообменники изолируются снаружи с помощью штампованных листов из полиуретана.



Рис. 6. 23. Пласти́нчатый испаритель

Емкостный испаритель представляет собой емкость (бак) со встроенным змеевиком из медных труб (рис. 6.24). В змеевик поступает жидкий хладагент, выходит хладагент в виде пара низкого давления. Жидкость поступает в закрытую емкость через входной и выходной патрубок. Емкостный испаритель выполняет одновременно функцию бака-аккумулятора, так как накапливает холодную воду при снижении нагрузки по холоду у потребителя. Применяется в чиллерах небольшой производительности со встроенным гидромодулем с целью уменьшения габаритов блока.

Кожухотрубный испаритель прямого расширения (рис. 6.25) представляет собой горизонтальный стальной кожух с размещенными внутри него пакетами медных труб, за-

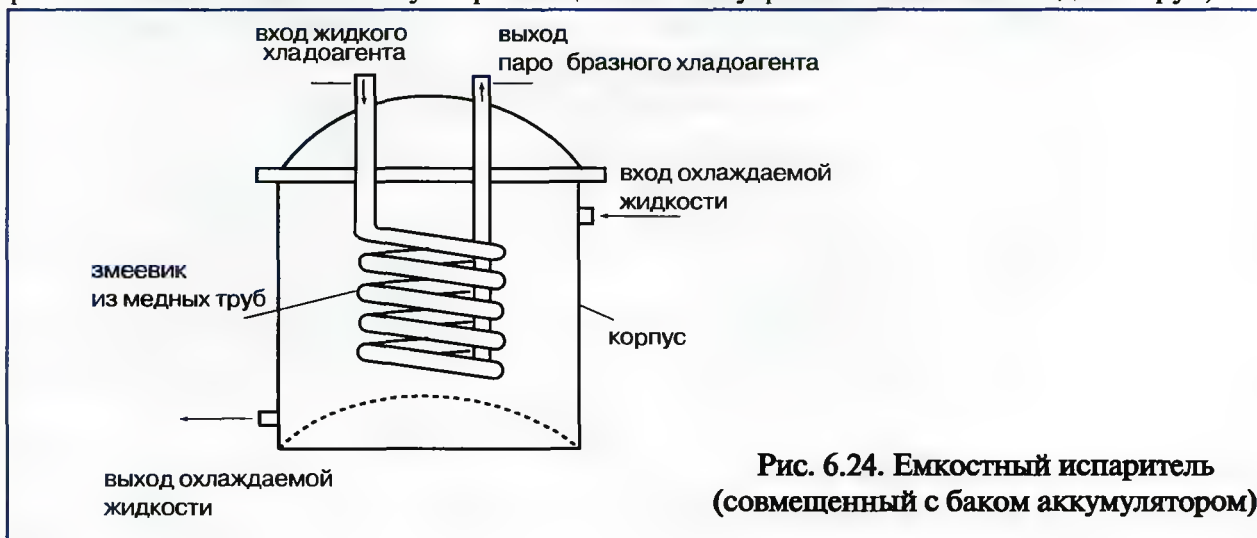


Рис. 6.24. Емкостный испаритель (совмещенный с баком аккумулятора)

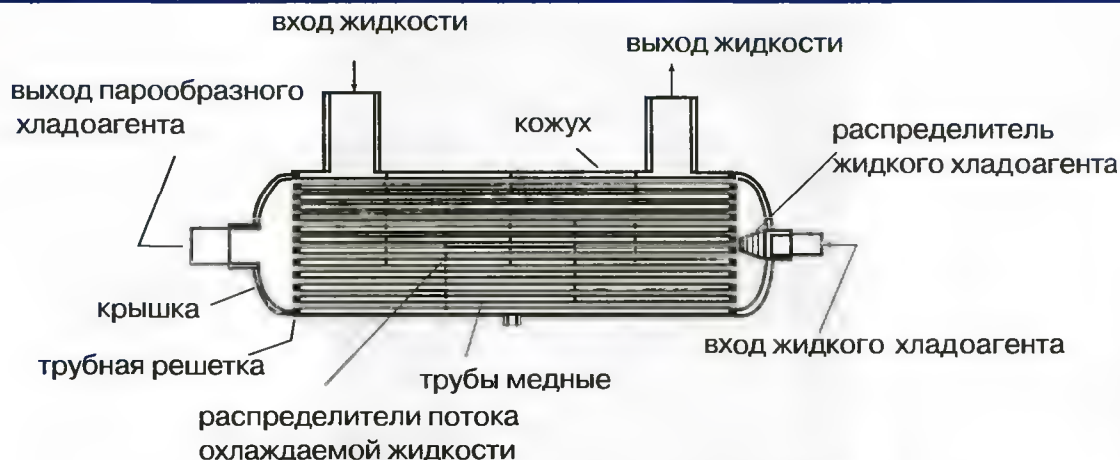


Рис. 6. 25. Кожухотрубный испаритель прямого расширения

крепленными в кожухе с помощью стальных трубных решеток. Трубки завальцовываются в стальную трубную решетку. Внутри трубок движется кипящий хладагент, в межтрубном пространстве — охлаждаемая жидкость. Внутренняя поверхность медных трубок выполнена с канавками для увеличения внутренней поверхности теплообмена, турбулизации потока и интенсификации процесса теплообмена. Для равномерного распределения смеси жидкого и парообразного (образуется при расширении в ТРВ) хладагента по трубкам используется распределитель жидкости, обеспечивающий перемешивание двух фаз и турбулизируя поток так, чтобы в каждую трубку поступила однородная смесь жидкости и пара. Серия перегородок внутри кожуха предназначена для равномерного распределения потока охлаждающей жидкости по объему кожуха. Скорость движения охлаждаемой жидкости должна находиться в определенных пределах: нижняя граница определяется из условия не допустить загрязнения медных труб, верхняя, чтобы предотвратить эрозию. Количество медных трубок и их длина выбраны из условия полного испарения и небольшого перегрева хладагента перед тем как он покинет трубку и поступит во всасывающий трубопровод. Возврат масла из испарителя в компрессор обычно не представляет проблемы, так как скорость парообразного хладагента после полного испарения так высока, что он сам захватывает масло и отводит его назад к компрессору.

На кожух испарителей нанесен слой изоляции из неопрена с закрытыми порами, предотвращающий образование конденсата на поверхности и уменьшающий теплообмен с окружающей средой.

Для механической очистки наружной поверхности труб предусмотрена возможность вынимать U-образный пучок труб из кожуха.

В испарителях при охлаждении жидкости до температуры близкой к температуре замерзания воды или раствора должна быть предусмотрена защита от замерзания, так же как и при работе чиллера при отрицательных температурах окружающего воздуха.

Для защиты от замерзания при работе с водой или водными растворами необходимо поддерживать давления всасывания хладагента (низкое давление) выше давления, соответствующего точке замерзания охлаждаемой жидкости, с помощью реле низкого давления. Реле низкого давления отключает чиллер, если давление испарения (всасывания) опустится ниже заданного уровня.

Чиллер также должен отключаться, если температура жидкости на выходе из испарителя опустится ниже предельной температуры, определяемой точкой замерзания воды или раствора (выше температуры замерзания на 5°C).

Угроза замерзания также может возникнуть, если температура окружающей среды ниже точки замерзания охлаждаемой жидкости при установке чиллера вне здания. Если чиллер в это время не работает, то жидкость необходимо слить из испарителя и дру-

гих элементов гидравлического контура. При круглогодичной работе чиллера в режиме охлаждения следует предусматривать нагреватель в конструкции испарителя, применять незамерзающие растворы, концентрация которых и, соответственно, температура замерзания должна выбираться ниже самой низкой температуры окружающего воздуха, предусматривать постоянную циркуляцию жидкости с помощью циркуляционного насоса.

Конструкция испарителей в чиллерах CLIVET такова, что они не очень подвержены замерзанию жидкости, кроме того в чиллерах для наружной установки испарители имеют встроенные электронагреватели. Непосредственно в пучок труб кожухотрубного испарителя помещен электронагреватель с управлением от термореле, исключающий опасность замерзания жидкости в испарителе.

Конденсаторы

Конденсатор чиллера — теплообменник, в котором происходит фазовый переход хладагента из парообразного в жидкое состояние при высоком давлении за счет передачи теплоты охлаждающей среде. Конденсаторы CLIVET могут быть с воздушным или водяным охлаждением. В связи с большим различием коэффициентов теплообмена газов и жидкостей применяют различную конструкцию конденсаторов с воздушным и водяным охлаждением.

В конденсаторах с воздушным охлаждением теплота конденсации передается нагреваемому воздуху. В качестве теплообменников используются поверхностные воздухоохладители, которые состоят из медных трубных змеевиков, на которые нанесены гофрированные пластины из алюминия в качестве оребрения со стороны воздуха. Медные трубки расположены в шахматном порядке. В трубках при охлаждении движущимся воздухом происходит конденсация хладагента. С целью уменьшения габаритов аппарата, наружная поверхность оребренных трубок омывается потоком воздуха с высокой скоростью, которая обеспечивается работой вентилятора.

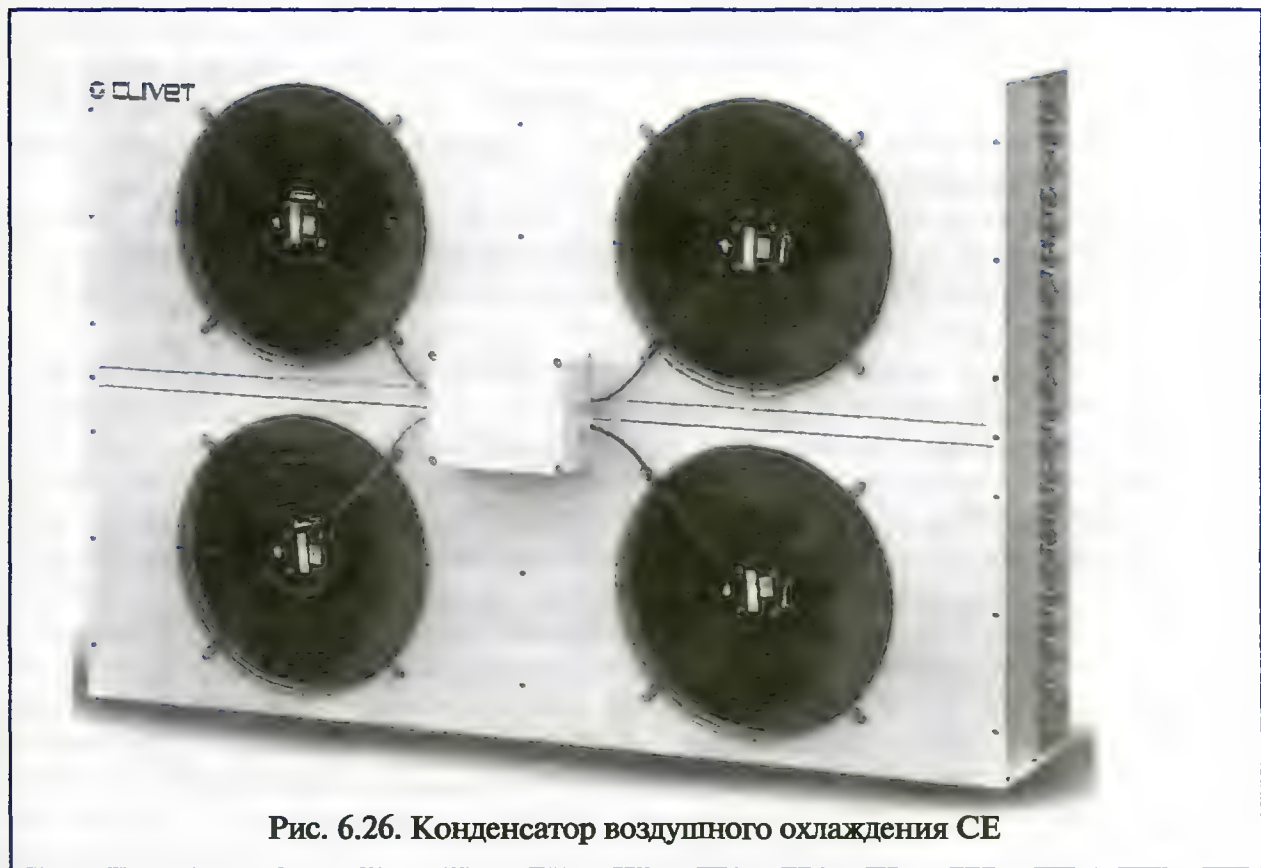


Рис. 6.26. Конденсатор воздушного охлаждения СЕ

Используются осевые вентиляторы с литым алюминиевым рабочим колесом в виде крыльчатки, приводимые в действие трехфазным электродвигателем с внешним ротором, степенью защиты IP65.

В блоках для установки внутри здания используются центробежные вентиляторы с двухсторонним всасыванием воздуха, статически и динамически сбалансированные. Вентиляторы приводят в движение трехфазные электродвигатели через ременную передачу с системой регулирования натяжения ремней.

В качестве конденсаторов с водяным охлаждением используются:

- неразборные пластинчатые теплообменники жидкость-жидкость из нержавеющей стали;
- кожухотрубные теплообменники прямого расширения.

Устройство кожухотрубных конденсаторов аналогично устройству кожухотрубных испарителей прямого расширения. Отличие состоит в том, что внутри медных трубок движется вода, а хладагент конденсируется на наружной стороне труб в межтрубном пространстве кожуха. Пар хладагента поступает в кожух сверху, сконденсировавшийся хладагент удаляется снизу. Движение воды следует обеспечить снизу вверх для обеспечения противоточного движения теплообменивающихся сред. Кожух и трубные решетки выполняют из стали, трубы применяют медные для обычного исполнения, для специального исполнения М, когда в качестве охлаждающей среды или источника низкопотенциальной теплоты используется морская вода, трубки выполняют из медно-никелевого сплава, трубные доски — из нержавеющей стали.

Устройства для регулирования параметров работы и обеспечения безопасной работы чиллера

Чиллер, как холодильная машина, оборудуется приборами и средствами автоматизации, благодаря которым сокращаются эксплуатационные расходы, точно поддерживается температурный режим, обеспечивается безопасность и безаварийность работы. Различают приборы автоматического регулирования и контроля и приборы защиты (безопасности). К приборам автоматического регулирования относятся терморегулирующие вентили и электромагнитные (соленоидные) клапаны, к приборам безопасности — реле высокого и низкого давления.

Терморегулирующий вентиль — регулятор прямого действия, положение регулирующего органа (иглы) которого определяется температурой в испарителе, и задача которого заключается в регулировании количества хладагента, подаваемого в испаритель, в зависимости от перегрева паров хладагента на выходе из испарителя.

Принцип работы: через входное отверстие 1 жидкий хладагент поступает к седлу 7 клапана, проход через который закрывает игла 6 (рис. 6.27). Происходит дросселирование хладагента, сопровождающееся понижением температуры и давления. После дросселирования хладагент поступает в испаритель. Игла связана стержнем с мембраной и может перемещаться вниз при изменении положения мембраны. На мембрану снизу действует давление всасывания в компрессор для клапанов с внешним уравниванием Р2, а сверху — давление, соответствующее температуре перегретых паров хладагента Р1. Результирующее давление, действующее на мембрану и передаваемое на иглу сверху, соответствует перегреву паров хладагента, и стремится открыть ТРВ. С другой стороны игла прикреплена к пружине 8, усилие которой изменяется с помощью винта 9. Пружина прижимает иглу к седлу, создавая давление Р3. Давление паров хладагента в испарителе (только для клапанов с внутренним уравниванием) и сила пружины 8 действует на иглу снизу и стремится закрыть ТРВ. В клапанах с внутренним уравниванием отсутствует патрубок для присоединения к трубопроводу всасывания 11, а область под мембраной свя-

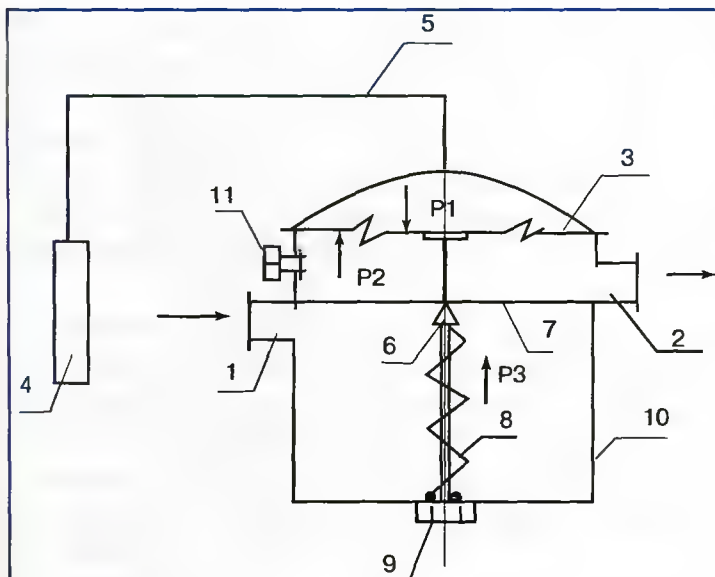


Рис. 6.27. Принципиальная схема мембранного терморегулирующего клапана с внешним уравниванием:
 1 — входное отверстие; 2 — выходное отверстие; 3 — мембрана; 4 — термобаллон датчика температуры перегрева; 5 — капиллярная трубка; 6 — сила; 7 — седло клапана; 8 — пружина; 9 — винт для регулирования величины перегрева (P_3); 10 — корпус; 11 — патрубок для присоединения к трубопроводу всасывания

зана с выходным патрубком клапана и давление паров хладагента в испарителе P_2 действует на мембрану снизу.

Разность давлений, которая определяет перегрев может изменяться до желаемых значений за счет изменения поджатия пружины 8 с помощью регулировочного винта 9. ТРВ открывается, когда перегрев выше заданного, и закрывается, когда перегрев уменьшается. Регулирование обеспечивается за счет поддержания равновесия между давлением в термобаллоне и суммой давления испарения (всасывания) и пружины. Наличие пружины обеспечивает регулирование перегрева. ТРВ с внешним уравниванием используют при значительных потерях давления в испарителе или дополнительных потерях давления в распределителе. В ТРВ с внешним уравниванием полость под мембраной связана не с давлением в корпусе ТРВ, а с давлением на выходе из испарителя с помощью уравнительного трубопровода. Уравнительная линия выходит из патрубка 11, предусмотренного в корпусе ТРВ, а ее другой конец врезается в трубопровод всасывания сразу после установки термобаллона.

Статическая характеристика ТРВ представляет собой зависимость холодопроизводительности (пропускной способности) от перегрева.

При выборе ТРВ он должен соответствовать производительности испарителя, с этой целью следует предусматривать минимальный перегрев во всем диапазоне возможной производительности. Регулирование может быть устойчивым, если точка пересечения кривых рабочей характеристики ТРВ соответствует рабочей точке холодопроизводительности установки. Как только достигается статический перегрев ТРВ начинает открываться и при полном открытии обеспечивает свою номинальную производительность, причем перегрев повышается на величину перегрева открытого ТРВ. Сумма статического перегрева и перегрева открытого ТРВ составляет рабочий перегрев. Изготовители устанавливают величину статического перегрева $3 \div 5^\circ\text{C}$. Ее можно изменить в ту или другую сторону, вращая регулировочный винт и поджимая или отпуская при этом пружину. Это приводит к сдвигу рабочей характеристики влево или вправо до тех пор, пока она не пересечет характеристику испарителя точно в рабочей точке номинальной холодопроизводительности.

Подбор ТРВ проводят исходя из температуры испарения и полных потерь давления в ТРВ. Потери равны разности между давлением конденсации и испарения за вычетом:

- потерь давления в жидкостном трубопроводе;
- потерь давления в фильтре-осушителе, смотровом стекле, вентилях и электромагнитных клапанах;

- если испаритель расположен выше уровня жидкостного ресивера, то из этой разности вычитается гидростатическое давление высоты столба соответствующей жидкости.

Для того, чтобы ТРВ работал нормально необходимо подать ему на вход жидкий хладагент, не содержащий паров. Образование паровых пузырей может быть вызвано либо недостатком хладагента в контуре, либо слишком слабым переохлаждением, или в результате потерь давления в трубопроводе перед ТРВ, в результате давление в магистрали падает ниже кривой насыщения жидкости и жидкость вскипает.

При значительных потерях давления в испарителе или дополнительных потерях давления в распределителе используют ТРВ не с внутренним уравниванием, а с наружным. В ТРВ с наружным уравниванием полость под сильфоном связана не с давлением в корпусе ТРВ, а с давлением на выходе из испарителя с помощью уравнительного трубопровода. Уравнительная линия выходит из специального отверстия, предусмотренного в корпусе ТРВ, а ее другой конец врезается в трубопровод всасывания сразу после установки термобаллона.

Для защиты двигателя компрессора от пререгрузки, например, при запуске после оттаивания, предусматривают ТРВ с ограниченным значением давления максимального открытия. Такой ТРВ МОР (максимальное рабочее давление) может открыться только тогда, когда давление испарения (температура) упадет ниже заданного значения точки МОР. При росте давления испарения, ТРВ начинает перекрывать подачу хладагента в испаритель до тех пор, пока полностью не закроется и давление всасывания (испарения) не станет равным максимальному рабочему давлению. Повышение температуры термобаллона выше точки МОР не приводит к дополнительному открыванию ТРВ. Двигатель компрессора остается защищенным пока давление в испарителе не упадет ниже значения точки МОР.

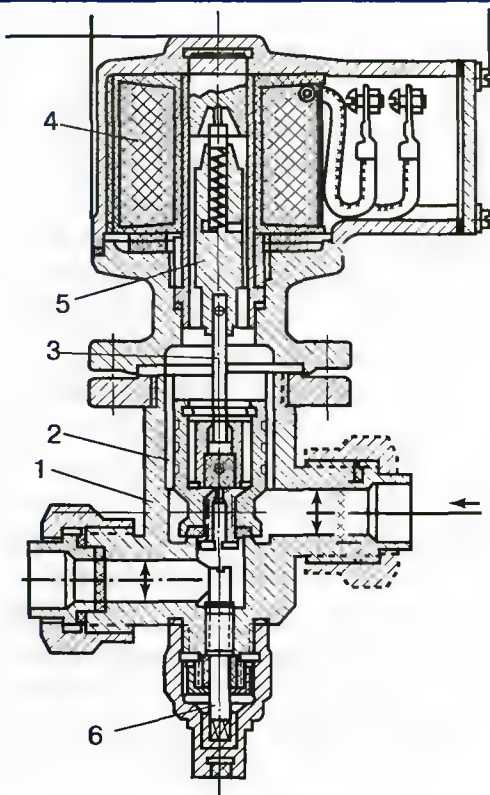
Термобаллоны следует устанавливать на горизонтальных участках, обеспечивая хороший контакт с трубопроводом.

Когда автоматическое регулирование заполнения испарителя жидким хладагентом осуществляется терморегулирующим вентилем, последовательно по ходу хладагента устанавливается электромагнитный клапан, автоматически открывающийся при пуске и закрывающийся при остановке компрессора.

Электромагнитный клапан (соленоидный вентиль) представляет собой автоматически действующий запорный вентиль, устанавливаемый на трубопроводах холодильного контура. Соленоидный вентиль (рис. 6.28) состоит из корпуса 1, клапана-поршня 2, стержня 3, электромагнитной (соленоидной) катушки 4, сердечника соленоида 5 и винта 6 для ручного подъема клапана. Действие вентиль основано на том, что при подаче тока в соленоидную катушку сердечник втягивается, увлекая за собой стержень, и открывается клапан. При отключении тока клапан под действием собственного веса закрывается. Соленоидные вентили могут быть нормально закрытыми НЗ или нормально открытыми НО с обесточенной катушкой.

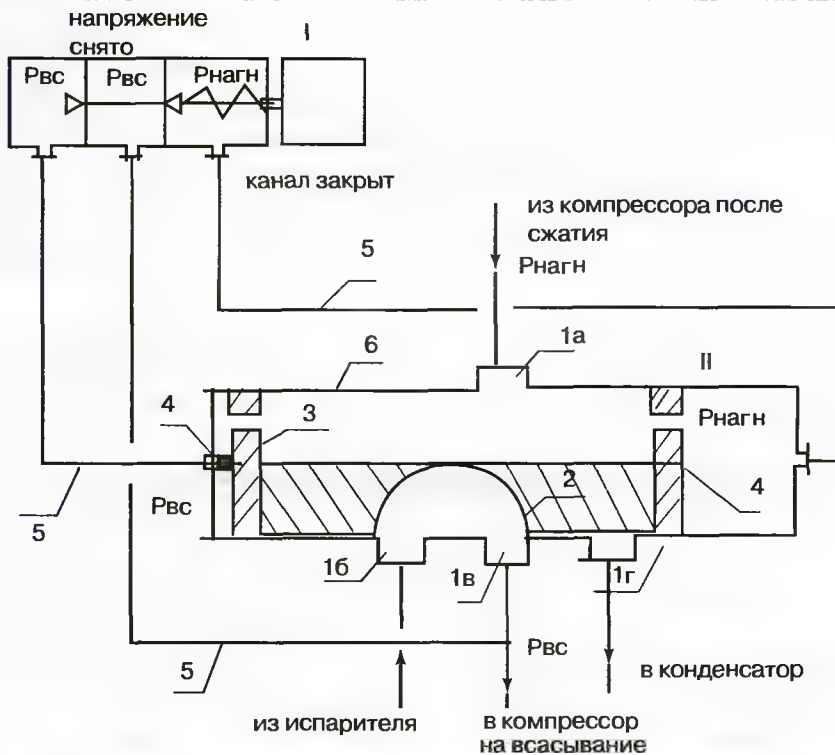
В чиллерах с автоматическим регулированием производительности с полугерметичными поршневыми компрессорами предусматривается несколько параллельных участков с установкой электромагнитных клапанов для каждого цилиндра. Открывание и закрывание электромагнитных клапанов производится блоком управления холодопроизводительности в зависимости от числа рабочих (с неотжатыми всасывающими пластинами) цилиндров компрессора. В чиллерах с винтовыми компрессорами электромагнитные клапаны устанавливаются на корпусе компрессора и приводят в действие золотниковые клапаны.

Четырехходовой соленоидный клапан обращения цикла (рис. 6.29, рис. 6.30) состоит из четырехходового главного клапана II и малого трехходового управляющего клапана I, смонтированного на корпусе главного. Один из штуцеров главного клапана Ia находится с одной стороны клапана, к нему присоединяется нагнетательная магистраль



**Рис. 6. 28. Электромагнитный клапан
(соленоидный вентиль)**

1 — корпус; 2 — клапан-поршень; 3 — стержень;
4 — электромагнитная (соленоидная) катушка;
5 — сердечник соленоида; 6 — винт для ручного
подъема клапана



**Рис. 6.29. Принцип работы четырехходового соленоидного клапана обращения цикла
(положение в режиме холодильной машины):**

I — управляющий трехходовой электромагнитный клапан; II — главный клапан;
1а, 1б, 1в, 1г — штуцера главного клапана; 2 — золотник; 3 — поршень с отверстием;
4 — игла; 5 — капилляры; 6 — корпус главного клапана

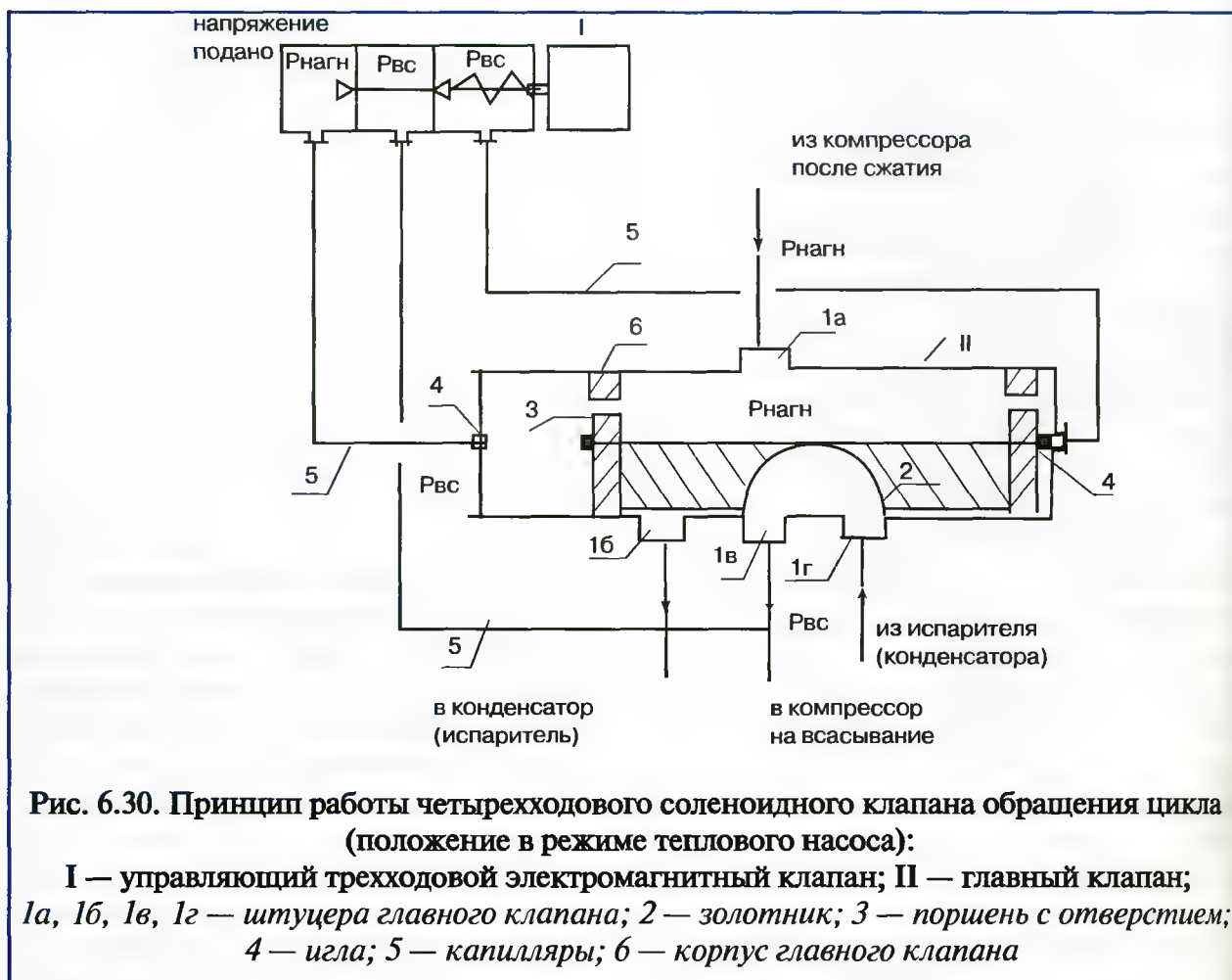


Рис. 6.30. Принцип работы четырехходового соленоидного клапана обращения цикла (положение в режиме теплового насоса):

I — управляющий трехходовой электромагнитный клапан; **II** — главный клапан; *1а, 1б, 1в, 1г* — штуцера главного клапана; *2* — золотник; *3* — поршень с отверстием; *4* — игла; *5* — капилляры; *6* — корпус главного клапана

компрессора, три других — с другой стороны, причем средний *1в* всегда присоединяется к всасывающей магистрали компрессора. Внутри клапана сообщение между различными каналами обеспечивает золотник *2*, скользящий между двумя поршнями *4*. В каждом поршне просверлено отверстие и они снабжены иглой *4*. В корпус главного клапана врезаются три капилляра *5*, которые соединены с управляющим клапаном. Перемещение золотника происходит за счет разности давлений нагнетания и всасывания под действием управляющего клапана.

Управляющий трехходовой электромагнитный клапан **I** предназначен для стравливания давления из одной или из другой полости подачи поршней главного клапана. Левый вход управляющего клапана сообщается с левой полостью главного клапана, средний вход — с магистралью всасывания, правый вход соединен с правой областью главного клапана, но канал закрыт при отсутствии напряжения. Если напряжение на клапан не подано, то в левой области главного клапана установится давление всасывания, справа от золотника — давление нагнетания, которое больше давления всасывания, и поэтому золотник переместится влево. Достигнув левого упора, игла *3* в поршне *4* перекрывает отверстие в капилляре, и в левой части главного клапана давление станет равным давлению нагнетания за счет перетекания через отверстие в поршне. Золотник при этом займет устойчивое положение, которое соответствует работе чиллера в режиме холодильной машины (рис. 6.29).

При подаче напряжения на трехходовой клапан правая полость электроклапана будет связана с правой стороной главного клапана и со стороной всасывания, поэтому в ней установится давление всасывания. С левой стороны — давление нагнетания и золотник *2* переместится вправо, соединяя средний проход с правым проходом. Дойдя до упора, игла *4* перекрывает капилляр *5*, и перекрывает отток газа в магистраль всасыва-

ния. В результате перемещения золотника нагнетательная магистраль соединяется с бывшим испарителем, который становится конденсатором, а всасывающая — с бывшим конденсатором, который стал испарителем. В этом положении золотника чиллер работает в режиме теплового насоса (рис. 6.30). Таким образом, в режиме охлаждения обмотка управляющего клапана обесточена, в режиме теплового насоса она находится под напряжением.

Для обеспечения безопасной работы чиллера применяют приборы защиты, такие как реле давления. Реле давления предназначены для защиты компрессоров от чрезмерно низкого давления всасывания, а также повышенного давления нагнетания, используются для пуска и остановки компрессоров и вентиляторов воздушного охлаждения конденсаторов. Реле низкого и высокого давления конструктивно аналогичны, это один и тот же прибор, изменяется только положение контактов от величины и установки контролируемого давления. Устройство реле высокого давления показано на рис. 6.31. Сильфон 1 соединяется трубкой с нагнетательной линией компрессора. Сильфон упирается в контактный рычаг 3, замыкающий или размыкающий контакты 4. Над контактным рычагом размещена пружина 5, степень сжатия которой регулируется винтом 6. Когда давление конденсации достигнет верхнего предела, контактный рычаг переместится вверх, контакты размыкаются, подача тока прекращается и электродвигатель останавливается. При понижении давления усилие пружины оказывается больше силы давления в сильфоне и электроконтакты замыкаются.

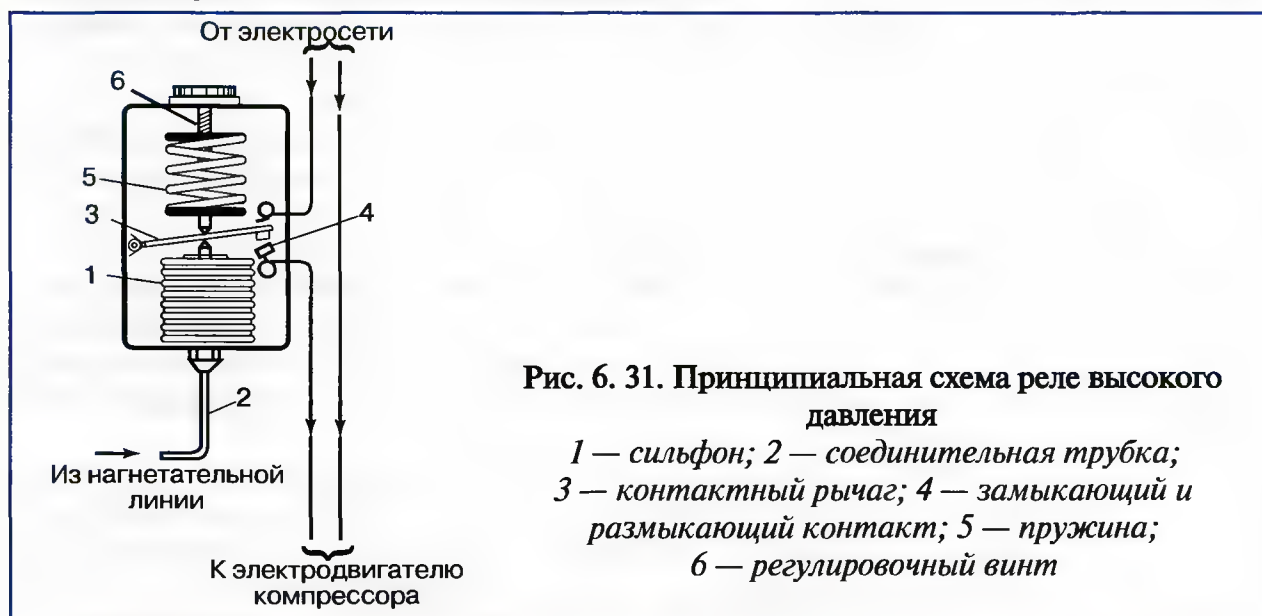


Рис. 6.31. Принципиальная схема реле высокого давления

1 — сильфон; 2 — соединительная трубка;
3 — контактный рычаг; 4 — замыкающий и размыкающий контакт; 5 — пружина;
6 — регулировочный винт

Устройства для обеспечения надежной и безопасной работы чиллера

Предохранительные клапаны предназначены для предотвращения непредусмотренного повышения давления в компрессорах, трубопроводах. Клапан устанавливается на участке выхода сжатого пара из компрессора. Он автоматически открывается, как только давление в защищаемой полости достигнет давления настройки, и сбрасывает хладагент в специальный трубопровод, выводимый за пределы помещения, в таком количестве, чтобы давление в полости вновь упало до величины давления настройки.

Обратные клапаны устанавливаются в жидкостных и всасывающих трубопроводах, чтобы обеспечить движение потока в одном направлении и не допустить движение в обратном направлении, например, в схемах с реверсированием холодильного цикла после конденсатора, могут также устанавливаться между компрессором и реле низкого давле-

ния для предотвращения перетекания хладагента из магистрали нагнетания в магистраль всасывания во время остановки компрессора.

Оптимальным условием функционирования холодильной машины является чистота и отсутствие влаги в установке. В холодильном контуре могут находиться различные твердые частицы, оставшиеся после заводских операций по очистке или образовавшиеся при трении трущихся частей, попавшие при сварке во время монтажа установки, при складском хранении, образовавшиеся при распаде масла или в процессе химических реакций внутри холодильного контура при высоких температурах.

Пыль приводит к грязевым образованиям, забивающим проходные отверстия, фильтры и мешающим смазке механических движущихся частей, абразивное воздействие пыли может привести к ускоренному износу деталей, к их заклиниванию, они могут стать катализатором при распаде жидкостей при воздействии высоких температур. Грязевые образования могут возникнуть при старении масла, некачественном или неподходящем масле, обугливание масла под действием высоких температур. По цвету масла можно судить о качестве функционирования холодильного контура, когда цвет масла становится темным, это указывает на ухудшение работы системы и скорый выход ее из строя. Каковы бы ни были приняты меры предосторожности, влага в самых незначительных количествах все же присутствует в холодильном контуре. В зависимости от хладагента и установки ее количество, допустимое для бесперебойной работы агрегата, может быть различным. Влага может стать причиной химических реакций с хладагентами, особенно фторсодержащими, коррозии металлических частей, что приводит к образованию загрязнений, засоряющих холодильный контур. Причинами появления влаги могут стать:

- недостаточное осушение агрегатов и всей системы перед пуском;
- оставшийся или поступающий через неплотности в холодильный контур воздух;
- использование масла для смазки, оставленного на открытом воздухе перед его использованием;
- распад масла или жидкости в процессе химических реакций;
- попадание воздуха или влаги во время хранения, транспортировки, монтаже;
- конденсация водяных паров при охлаждении до температуры ниже точки росы.

При определенных условиях и в присутствии масла могут протекать химические реакции, результатом которых будет образование воды и хлористых или фтористых кислот. Последние ускоряют образование загрязнений.

Влага и грязь должны быть удалены перед запуском системы, а также в процессе работы. Для создания и содержания холодильного контура в чистоте используются фильтры-осушители и смотровые стекла с индикаторами влаги, которые при правильной установке будут адсорбировать и удерживать грязь и влагу и облегчат наблюдение за внутренним состоянием холодильного контура. В холодильных контурах чиллеров CLIVET устанавливаются фильтры-осушители с заменяемым твердым сердечником (рис. 6.32). Тип твердого сердечника в зависимости от применяемого хладагента может быть:

- для R22, R134a, R404A, R507, поглощающий влагу и кислоты из материала «молекулярное сито» и активированной окиси алюминия;
- для R134a, R404A, R407a в установках с полиэфирными маслами, поглощающий влагу и вредные примеси полностью из материала «молекулярное сито»;
- для R22, R134a, R507, поглощающий влагу и особо интенсивно кислоты, так же и те, что образуются при сгорании двигателя компрессора;
- для всех фторсодержащих хладагентов, удаляющий крупные механические загрязнения, в виде сетки.

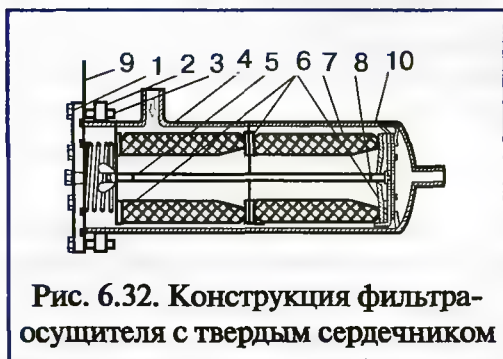


Рис. 6.32. Конструкция фильтра-осушителя с твердым сердечником

Фильтр — осушитель устанавливается перед теми узлами, которые должны быть защищены, в частности — в жидкостной линии для защиты ТРВ. Может быть установлен во всасывающей магистрали для защиты компрессора. После фильтра-осушителя устанавливаются смотровые стекла с индикатором влажности, где по цвету и состоянию индикатора можно определить следующее:

- зеленый цвет — нет опасных загрязнений в хладагенте;
- желтый цвет — в хладагенте содержится влага;
- пузыри — на фильтре-осушителе большой перепад давления, отсутствует переохлаждение, недостаточное количество хладагента в системе.

Перед фильтром-осушителем устанавливаются смотровые стекла по состоянию которых можно определить следующее:

- зеленый цвет-отсутствует опасное количество влаги в хладагенте,
- желтый цвет — содержание влаги значительное;
- пузыри — нет переохлаждения, недостаточное количество хладагента в системе.

Таким образом, смотровые стекла должны устанавливаться по обе стороны фильтра-осушителя для индикации полного количества влаги и состояния хладагента перед ТРВ. Точка перехода от зеленого цвета к желтому на индикаторном смотровом стекле определяет степень поглощения влаги хладагентом, индикатор становится желтым перед тем, как возрастает риск замерзания воды в ТРВ.

Жидкостные ресиверы или аккумуляторы устанавливаются после конденсатора и предназначены для сбора и аккумуляции жидкого хладагента для обеспечения равномерной работы чиллера. В ресивере может содержаться половина проходящего за час хладагента. Он представляет собой стальной сосуд, снабженный рядом штуцеров для присоединения к системе.

Маслоотделители устанавливаются в чиллерах с винтовыми компрессорами и предназначены для отделения масла, увлеченного парами хладагента из компрессора. При использовании маслоотделителя смазочное масло компрессора возвращается непосредственно в его масляный поддон и не циркулирует с хладагентом по системе. Установка маслоотделителя предотвращает выход компрессора из строя из-за недостатка масла и увеличивает срок службы компрессора. Отделение масла основано на резком изменении направления движения масла. Устройство маслоотделителя показано на рис. 6.33.

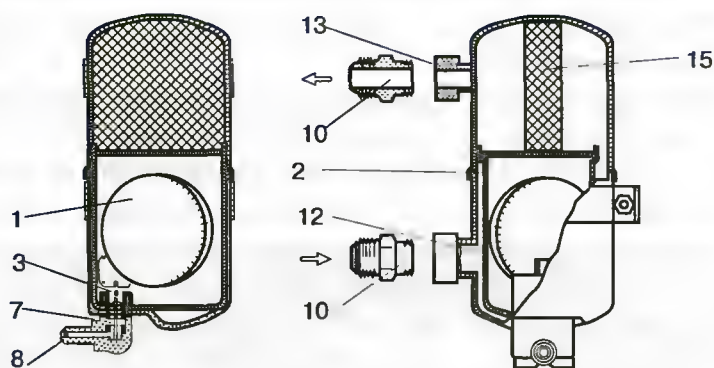


Рис. 6. 33. Конструкция маслоотделителя.

1 — поплавок; 2 — контейнер для масла; 3 — запасная игла; 7 — жиклер; 8 — патрубок возврата масла; 10 — соединительная гайка; 12 — входной патрубок; 13 — выходной патрубок; 15 — концентратор

Подбор чиллера

Выбор типа чиллера, варианта исполнения, его конфигурации зависит от многих факторов, определяющими из которых являются экономические показатели:

- стоимость основного и дополнительного оборудования, включая то, что не входит в основной комплект, например антивибрационные опоры, насосы, градирни, трубы, арматура и т.д;
- стоимость строительной площади, занимаемой оборудованием;
- стоимость монтажа оборудования, часто проектировщик отказываясь от готовых гидромодулей с целью уменьшения стоимости оборудования, забывает о том, что затраты на монтаж готового модуля значительно меньше затрат на монтаж сборного гидромодуля из отдельных элементов;
- стоимость электроэнергии, потребляемой чиллером, гидромодулем, контуром охлаждения конденсатора, дополнительными насосами и т. д., часто в погоне за снижением инвестиционных вложений принимается наихудший вариант с максимальными затратами электроэнергии в процессе эксплуатации;
- стоимость сэкономленной тепловой энергии за счет применения теплового насоса в режиме отопления, регенерации теплоты конденсации полной или частичной;
- стоимость водоподготовки при использовании водяного охлаждения конденсатора;
- затраты на ремонт и межремонтное обслуживание, зависящие от типа применяемого компрессора.

Кроме того, при выборе чиллера следует учитывать и нестоимостные показатели, которые косвенно влияют на стоимостные:

- срок службы оборудования, надежность системы (резервирование);
- соотношение между холодильной и тепловой нагрузкой на систему кондиционирования воздуха в здании;
- место установки чиллера с учетом требований заказчика, удобства монтажа и техобслуживания, акустических требований и т. д.;
- тип перефирийного оборудования.

Часто и необоснованно заказчику предлагают сравнение вариантов систем кондиционирования воздуха только по одному экономическому показателю — инвестиционным вложениям, что неверно. Следует комплексно оценивать все показатели, учитывая приоритеты, определяемые заказчиком.

При выборе типа чиллера следует обращать внимание на тип компрессора, отдавая предпочтение спиральным и винтовым, имеющим срок службы больше, чем у поршневых компрессоров, проанализировать необходимость применения теплового насоса, регенерации теплоты, заказывая чиллер в соответствующем варианте исполнения.

После определения типа устанавливаемого чиллера подбирается его типоразмер по величине холодопроизводительности. В каталоге для соответствующего типа чиллера приводятся общие технические характеристики для стандартного режима работы при температуре охлаждаемой воды на выходе и входе в испаритель 7/12°C, температуре воздуха на входе в конденсатор 35°C для хладагента R22. Для условий, отличающихся от стандартных (другое значение температуры воды на входе и выходе из испарителя и температуры воздуха на входе в конденсатор) в каталоге имеются таблицы с данными по холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессорами для различных вариантов исполнения, а для тепловых насосов также с данными по теплопроизводительности и потребляемой мощности в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха на входе в испаритель и начальной и конечной температуры воды в конденсаторе для хладагента R22 (раздел V, табл. 5.1, 5.2).

Табл. 6.1.

Поправочные коэффициенты (относительно воды) на параметры чиллера
WSAN2.90-2.200 при работе на водных растворах этиленгликоля

Концентрация водного раствора этиленгликоля %	10	20	30	40
Температура замерзания °C	-4,4	-9,4	-15,6	-24,4
Безопасная температура	+1	-4	-10	-19
Холодопроизводительность F_r	0,998	0,97	0,955	0,935
Мощность, потребляемая компрессором F_e	0,99	0,985	0,98	0,97
Расход раствора этиленгликоля F_p	1,01	1,028	1,064	1,081
Перепад давления F_{dp}	1,029	1,152	1,31	1,481

Таблица 6.2.

Поправочные коэффициенты на параметры чиллера WRA292-604
вариант исполнения В при использовании раствора этиленгликоля с температурой ниже

To	ПРОЦЕНТНОЕ ВЕСОВОЕ СОДЕРЖАНИЕ ЭТИЛЕНГЛИКОЛЯ															
	10%				20%				30%				40%			
	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp	Ff	Fe	Fp	Fdp
4	0,897	0,931	0,912	0,921	0,881	0,917	0,909	1,036	0,844	0,904	0,900	1,123	0,791	0,876	0,904	1,181
3	0,868	0,904	0,884	0,876	0,852	0,890	0,880	0,989	0,815	0,876	0,869	1,067	0,766	0,849	0,877	1,120
2	0,840	0,890	0,854	0,832	0,823	0,876	0,850	0,942	0,791	0,863	0,843	1,021	0,746	0,835	0,855	1,079
1	0,811	0,876	0,825	0,788	0,795	0,863	0,822	0,895	0,766	0,849	0,816	0,976	0,721	0,822	0,828	1,038
0	-	-	-	-	0,770	0,849	0,796	0,847	0,741	0,835	0,791	0,931	0,701	0,808	0,805	0,998
-1	-	-	-	-	0,741	0,835	0,768	0,806	0,717	0,822	0,764	0,885	0,680	0,794	0,782	0,957
-2	-	-	-	-	0,717	0,822	0,742	0,765	0,692	0,808	0,737	0,845	0,655	0,781	0,754	0,916
-3	-	-	-	-	0,692	0,794	0,718	0,742	0,672	0,781	0,717	0,805	0,635	0,767	0,732	0,876
-4	-	-	-	-	0,663	0,781	0,693	0,683	0,647	0,767	0,691	0,765	0,614	0,753	0,709	0,836

To — температура раствора этиленгликоля на выходе
Ff — Поправочный коэффициент для холодопроизводительности
Fe — Поправочный коэффициент для мощности, потребляемой компрессором
Fp — Поправочный коэффициент для расхода раствора этиленгликоля
Fdp — Поправочный коэффициент для перепада давления

Таблица 63.

Поправочные коэффициенты при загрязнении испарителя
(термическое сопротивление более $0,44 \frac{10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$) для WSAT81-242

Коэффициенты загрязнения испарителя	ПОПРАВочНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ	
	Теплообменник со стороны воды	
$\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$	F1	FK1/FT1
$0,44 \times 10^{-4}$	1	1
$0,88 \times 10^{-4}$	0,97	0,99
$1,76 \times 10^{-4}$	0,94	0,98

F1 — Поправочные коэффициенты для холодопроизводительности
FK1 — Поправочные коэффициенты для потребляемой компрессором мощности
FT1 — Поправочные коэффициенты для полной потребляемой блоком мощности

Подбор типоразмера чиллера следует проводить по таблицам. Для особых условий эксплуатации следует вводить поправочные коэффициенты на холодопроизводительность, а также мощность, потребляемую компрессором:

- при загрязнении испарителя;
- при использовании в качестве хладагента R407C или R134a;
- при использовании водных растворов этиленгликоля.

Одним из методов предотвращения замерзания раствора в испарителе является использование незамерзающих жидкостей в виде водного раствора этиленгликоля или пропиленгликоля. В блоках серии WRH незамерзающий раствор может использоваться также и в конденсаторе. Физические характеристики водных растворов отличаются от физических характеристик чистой воды, поэтому технические характеристики чиллера при работе на незамерзающем растворе будут другими при том же температурном режиме работы чиллера. При использовании водных растворов этиленгликоля вводятся поправочные коэффициенты на холодопроизводительность и мощность, потребляемую компрессором, расход охлаждающей жидкости и потери давления в испарителе. Возможно два случая применения незамерзающих растворов:

- при сезонной остановке чиллера, расположенного вне здания (при отрицательных температурах наружного воздуха), когда система заполнена жидкостью;
- при использовании охлаждающей жидкости с температурой ниже + 4°C для чиллеров варианта исполнения В.

В таблице 6.1 приведены поправочные коэффициенты, соответствующие стандартному температурному режиму работы чиллера: температуре воды 7/12 °C и воздуха 35 °C , при изменении процентного содержания этиленгликоля для предотвращения замерзания при сезонной остановке. Если условия эксплуатации отличаются от стандартных, то поправочные коэффициенты будут отклоняться от приведенных значений, но отклонения эти настолько малы, что их допускается не учитывать. Поправочные коэффициенты определяют в зависимости от концентрации раствора при предельной температуре замерзания, которая принимается ниже на 5÷6°C расчетной температуры наружного воздуха в данном географическом пункте. Находят значения поправочных коэффициентов:

- Ff — на холодопроизводительность;
- Fe — на мощность, потребляемую компрессором;
- Fp — на расход раствора;
- Fdp — на потери давления в испарителе.

Эквивалентную производительность определяют делением требуемой холодопроизводительности на поправочный коэффициент Ff. По значению эквивалентной холопро-

Таблица 6.4.
Поправочные коэффициенты для холодопроизводительности блоков,
заправленных хладагентами R407C для WSAT 281-242

ДЛЯ ВСЕХ БЛОКОВ	То (°C)	Температура воздуха (°C)													
		25		30		32		35		40		43		46	
		kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe	kWf	kWe
	5	0,99	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,96	1,11	0,93	1,11	0,92	1,11	-	-
	6	1,00	1,11	0,97	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,93	1,11	0,92	1,11	-	-
	7	1,00	1,10	0,97	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,93	1,11	0,92	1,11	-	-
	8	1,00	1,10	0,98	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,93	1,11	0,93	1,11	-	-
	9	1,00	1,10	0,98	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,94	1,11	0,93	1,11	-	-
	10	1,01	1,10	0,98	1,11	0,97	1,11	0,96	1,11	0,94	1,11	0,93	1,11	-	-

Для блоков, работающих с хладагентом R407c, холодопроизводительность и мощность, потребляемую компрессорами, можно получить умножением на поправочные коэффициенты этих величин, полученных для блоков, работающих с хладагентом R22.

изводительности подбирают типоразмер чиллера, определяют фактическую эквивалентную производительность и другие характеристики. На все табличные значения вводят соответствующие поправочные коэффициенты. Например:

Требуемая холодопроизводительность чиллера 300 кВт при стандартном температурном режиме. Расчетная температура наружного воздуха -19°C , ей соответствует температура замерзания -24°C и концентрация этиленгликоля 40%.

Поправочные коэффициенты равны: $F_f=0,968$, $F_e=0,981$, $F_p=1,124$, $F_{dp}=1,243$.

Эквивалентная холодопроизводительность $300/0,968=309,9$ кВт. Принимаем чиллер 2.140 с холодопроизводительностью 320,5 кВт при стандартном температурном режиме. Фактически чиллер обеспечит следующие параметры работы: холодопроизводительность $320,5 \times 0,968 = 310,24$ кВт, мощность, потребляемая компрессором $110,7 \times 0,981 = 108,6$ кВт, расход водного раствора $55,1 \times 1,124 = 61,95 \text{ м}^3/\text{час}$ ($17,2 \times 1,124 = 19,33 \text{ л/с}$), потери давления в испарителе $45 \times 1,243 = 55,94$ кПа.

Максимальная рекомендуемая концентрация этиленгликоля 40%, ей соответствует температура наружного воздуха, при которой возможна безопасная эксплуатация — -19°C . При более низкой температуре наружного воздуха следует сливать жидкость из испарителя и других частей гидравлического контура при размещении оборудования снаружи здания.

В таблице 6.2 приведены поправочные коэффициенты при использовании в качестве охлаждающей жидкости водного раствора этиленгликоля определенной концентрации в зависимости от температуры раствора на выходе из испарителя.

Пример. Блок используется для получения температуры раствора на выходе от $+1^{\circ}\text{C}$ до -4°C . Подобрать чиллер с холодопроизводительностью 62 кВт для следующих условий:

- температура раствора $+1^{\circ}\text{C} - 4^{\circ}\text{C}$;
- температура наружного воздуха 35°C .

Предельная температура замерзания раствора принимается ниже заданной температуры раствора на $5-8^{\circ}\text{C}$.

Температура замерзания равна $-4 + -8 = -12^{\circ}\text{C}$, что соответствует 40% раствору этиленгликоля. По таблице определяют поправочные коэффициенты: $F_f=0,614$, $F_e=0,753$, $F_p=0,709$, $F_{dp}=0,836$. Эквивалентная холодопроизводительность будет равна $62/0,614=100,9$ кВт. Принимаем чиллер WRA 404, который при стандартном температурном режиме имеет следующие технические характеристики: холодопроизводительность 105,2 кВт, мощность, потребляемую компрессором 34,4 кВт, расход жидкости $105,2/(4,187(12-7)) = 5,026 \text{ л/с}$, перепад давления в испарителе 30 кПа. Фактически чиллер при работе на растворе для соответствующего температурного режима обеспечит следующие параметры работы: холодопроизводительность $105,2 \times 0,614 = 64,6$ кВт, мощность, потребляемая компрессором $34,4 \times 0,753 = 25,9$ кВт, расход водного раствора этиленгликоля $5,026 \times 0,709 = 3,56 \text{ л/с}$, потери давления в испарителе $30 \times 0,836 = 25 \text{ кПа}$.

После выбора типоразмера чиллера определяют характеристики, необходимые для дальнейшего проектирования системы кондиционирования воздуха: гидравлические, акустические и электрические.

Расход чистой охлаждаемой воды, проходящей через испаритель чиллера, кг/с:

$$G_u = \frac{Q_x}{c_x(t_{жк} - t_{жн})}, \quad (3)$$

где Q_x — холодопроизводительность чиллера, кВт;
 c_x — удельная теплоемкость воды, $c_x = 4,187 \text{ кДж/кг }^{\circ}\text{C}$;
 $t_{жк}$, $t_{жн}$ — температура жидкости начальная и конечная, $^{\circ}\text{C}$.

Для чиллеров с водяным охлаждением следует определить расход воды в конденсаторе, кг/с:

$$G_k = \frac{Q_m}{c_{жс} (t_{жсн} - t_{жск})}, \quad (4)$$

где Q_m — количество теплоты, отводимое в конденсаторе, определяемое из энергетического баланса холодильной машины (раздел 5) или теплопроизводительность чиллера, работающего в режиме теплового насоса, кВт;

$c_{жс}$ — удельная теплоемкость жидкости, используемой для охлаждения конденсатора или в качестве теплоносителя, кДж/кг °С;

$t_{жск}, t_{жсн}$ — температура жидкости начальная и конечная, °С.

Потери давления в испарителе определяют по графику для соответствующего типа-размера чиллера в зависимости от расхода чистой воды. При заполнении контура незамерзающими растворами можно определить расход чистой воды и ввести поправочные коэффициенты на расход и потери давления в испарителе, определенные по графику. Аналогично определяются потери давления в конденсаторе.

В чиллерах со встроенным гидромодулем следует подобрать тип насоса по характеристикам, приводимым в каталоге, проверить расширительный и аккумулирующий баки, настройку предохранительного клапана (смотри раздел 8).

Для расчета уровня звукового давления шума в помещении машинного зала, соседних помещениях, снаружи здания, следует определить по соответствующим таблицам каталога уровень звуковой мощности по октавным полосам шума, излучаемого чиллером, и уровень звукового давления на определенном расстоянии от чиллера.

Выбор электрических подключений проводится на основании электрических характеристик:

- F.L.A ток при полной нагрузке, А;
- L.R.A ток при заторможенном роторе, А;
- F.L.I мощность, потребляемая при полной нагрузке, кВт;
- M.I.C максимальный пусковой ток, А

отдельно для компрессоров, вентиляторов и всего блока.

Общая потребляемая чиллером мощность при условиях работы отличных от табличных определяется сложением мощности, потребляемой компрессором для данных условий работы, вентилятором при полной нагрузке, насосом для чиллеров со встроенным гидромодулем.

Управление чиллером

3 задачи управления чиллером делятся на три группы:

- пуск, остановка, эксплуатация в автоматическом режиме, согласование работы и управление вспомогательным оборудованием (циркуляционными насосами, вентиляторами конденсатора и т.д, автоматическое переключение режимов в процессе эксплуатации теплового насоса;
- регулирование холодопроизводительности в режиме холодильной машины и теплопроизводительности в режиме теплового насоса, настройка системы на заданные параметры работы;
- контроль и обеспечение безопасности установки, диагностика неисправностей, сигнализация аварийных режимов и блокировка.

Первая группа задач включает в себя:

1. Пуск и остановка агрегатов с запуском компрессоров и насосов с минимальной нагрузкой и в безопасном режиме, а также с соблюдением временных интервалов, обеспечивающих оптимальную работу чиллера.

2. Последовательное включение отдельных агрегатов для поршневых и спиральных, отдельных ступеней мощности для винтовых компрессоров, чтобы уменьшить пусковые токи и обеспечить защиту электродвигателя от перегрузки.
3. Согласованный пуск и отключение отдельных элементов системы, например включение циркуляционного насоса перед пуском компрессора и отключение после отключения компрессора с соблюдением временных интервалов, включение нагревателей картера в поршневых и нагревателей масла в винтовых компрессорах при отключении последних.
4. Равномерное распределение нагрузки и времени наработки между несколькими компрессорами (первый запустившийся должен отключиться первым).
5. Изменение режима работы: охлаждение, отопление или комбинированная выработка холода и теплоты.
6. Включение и отключение чиллера в режиме аккумуляирования холода или теплоты.
7. Эксплуатация установки в автоматическом режиме: дистанционное управление, программирование во времени режимов настройки и работы, управление с помощью компьютера, включение установки после отключения из-за аварийного режима.

К задачам второй группы относятся:

1. Автоматическое поддержание заданной температуры жидкости на входе в испаритель путем регулирования производительности компрессора.
2. Регулирование производительности в зависимости от типа компрессора:
 - ступенчатое путем включения и отключения небольших герметичных поршневых и спиральных компрессоров или отдельных цилиндров во многоцилиндровых поршневых компрессорах с помощью электромагнитных клапанов;
 - пошаговое путем переключения ступеней мощности винтовых компрессоров с помощью электромагнитных клапанов;
 - изменение числа оборотов двигателя компрессора для винтовых и спиральных компрессоров;
 - байпасирование между нагнетательным и всасывающим патрубком компрессора (снижение производительности до 0);
 - комбинирование выше перечисленных способов.
3. Поддержание постоянной температуры конденсации, чтобы не допустить повышение и понижение давления в конденсаторе выше допустимых значений; при повышении температуры конденсации снижается производительность компрессора и увеличивается потребляемая мощность, что приводит к перегрузке электродвигателя компрессора и преждевременному выходу его из строя. При понижении температуры и давления конденсации замедляется перемещение жидкого хладагента в испаритель, ухудшается его работа и происходят потери производительности. Особые условия эксплуатации конденсатора с воздушным охлаждением при отрицательных температурах наружного воздуха, когда требуется работа чиллера в режиме охлаждения. В этом случае, чтобы не допустить понижения температуры конденсации, применяются следующие способы регулирования:
 - изменение площади поверхности конденсатора путем отключения до 50% секций воздушного конденсатора, необходимых для работы в летнее время, с помощью соленоидных или трехходовых клапанов, блокирующих отдельные секции (у CLIVET не применяется);
 - включение или отключение вентилятора в зависимости от заданной температуры наружного воздуха в режиме охлаждения или отопления, изменение расхода воздуха, охлаждающего конденсатор, путем ступенчатого или плавного регулирования скорости вращения электродвигателя вентиляторов.

При отключении chillера, когда температура наружного воздуха ниже температуры внутреннего воздуха, происходит миграция хладагента по контуру, хладагент в холодном конденсаторе переходит в жидкое состояние при давлении, соответствующем температуре наружного воздуха. Если давление в системе ниже точки включения реле низкого давления, то компрессор не запустится до тех пор, пока давление всасывания не превысит уровень низкого давления, на которое настроено реле. Чтобы преодолеть эти трудности, при пуске следует отключать реле низкого давления на короткий промежуток времени. Также следует предусмотреть возможность изоляции конденсатора от холодильного контура путем срабатывания электромагнитных клапанов на нагнетательной линии при остановке компрессора. При регулировании производительности компрессора одновременно необходимо обеспечивать соответствующее регулирование производительности вентилятора конденсатора.

Третья группа задач обеспечивает:

- определение и индикацию эксплуатационных параметров;
- контроль параметров, обеспечивающих надежную и безопасную работу chillера, предельное отклонение значений контролируемых параметров от заданных приводит к сигнализации и автоматической остановке компрессора, пуск компрессоров после аварийного отключения осуществляется вручную или автоматически;
- сигнализация режима эксплуатации и состояние системы (коды состояния): охлаждение, отопление, размораживание теплообменника, состояние вентилятора, насосов, датчиков температуры, нагревателей и т.д.;
- кодовая диагностика неисправностей.

Контролируются следующие параметры:

- высокое давление (давление конденсации), с помощью реле высокого давления при превышении давления сверх заданного компрессор отключается;
- низкое давление (давление или температура испарения), с помощью реле низкого давления компрессор включается, если давление во всасывающем контуре выше заданного минимального значения;
- температура охлаждаемой жидкости на выходе из испарителя. Для защиты от замерзания, отключение компрессора, когда температура опустится ниже температуры, значение которой определяется как температура замерзания жидкости плюс $5 \div 6$ °C;
- расход воды через испаритель и конденсатор в chillерах с водяным охлаждением конденсатора, сигнализация и блокировка компрессора при прекращении движения жидкости через теплообменник; устанавливается реле протока или дифференциальное реле давления на трубопроводах охлаждаемой жидкости. После команды на запуск компрессора эта сигнализация блокируется на несколько секунд для выхода водяного контура на установившийся режим работы, после чего включается компрессор ;
- перепад температур на входе и выходе из испарителя, высокое значение сигнализирует о недостаточности расхода воды;
- температура двигателя, измеряемая датчиком температуры в обмотках статора, при перегреве двигателя он отключается с помощью реле тепловой защиты компрессора и насоса;
- перегрузка двигателя компрессора, вентилятора конденсатора и насоса, плавкие предохранители для малых моделей и автоматические выключатели с магнитными расцепителями для больших в электрической схеме управления двигателем компрессора;
- высокая температура масла в винтовых компрессорах, компрессор отключается, если температура масла повышается, что свидетельствует о больших потерях масла или неумеренной работе нагревателя масла;

- низкая температура масла в маслоотделителе чиллера с винтовым компрессором, двигатель компрессора не запустится пока не будет включен подогреватель масла и температура масла не достигнет заданного уровня;
- низкое давление масла в чиллерах с полугерметичными поршневыми и винтовыми компрессорами, что свидетельствует о загрязнении фильтра, выходе из строя масляного насоса, утечках масла, с этой целью устанавливается дифференциальное реле давления масла;
- настройки предохранительных клапанов, защищают от чрезмерного превышения давления в замкнутых контурах;
- минимальная температура воздуха или воды на выходе из конденсатора, чтобы предотвратить падение давления в конденсаторе ниже значений, необходимых для подачи хладагента в испаритель при требуемой холодопроизводительности и максимальном открытии ТРВ;
- максимальная температура воздуха или воды на выходе из конденсатора.

При изменении производительности в чиллерах с поршневыми и спиральными компрессорами путем ступенчатого изменения расхода хладагента возникают проблемы, связанные со слишком большой частотой переключений компрессора. Для снижения частоты переключений применяется управление по заданной температуре охлаждаемой жидкости на входе в испаритель, процессы регулирования выполняются с гистерезисом заданной температуры, применяются ПИД регуляторы. Заданная температура называется уставкой, в режиме охлаждения – летняя уставка, в режиме отопления – зимняя уставка. Терморегулятор поддерживает температуру охлаждаемой жидкости на входе в испаритель как можно ближе к уставке, в дополнении используется также гистерезис, который определяет допустимый диапазон изменения температуры охлаждаемой жидкости по отношению к заданному значению. Например, в блоках WSAT 82-242 с двумя спиральными компрессорами уставка составляет 9°C , значение гистерезиса 2°C . На графике рис.6.34 показано изменение температуры на входе и выходе из испарителя при ступенчатом включении и отключении двух компрессоров. Перепад температур в испарителе принят 5°C . При температуре охлаждаемой жидкости на входе в испаритель выше значения уставки плюс гистерезис $9+2=11^{\circ}\text{C}$ компрессоры запустятся. Один компрессор остановится, когда будет достигнута температура, равная уставке плюс половина гистерезиса. Так при заводских уставках первый компрессор остановится при температуре $9+2/2=10^{\circ}\text{C}$. Второй компрессор остановится при достижении температуры охлаждаемой жидкости значению уставки 9°C . В этот момент температура жидкости на выходе из чиллера становится равной температуре на входе.

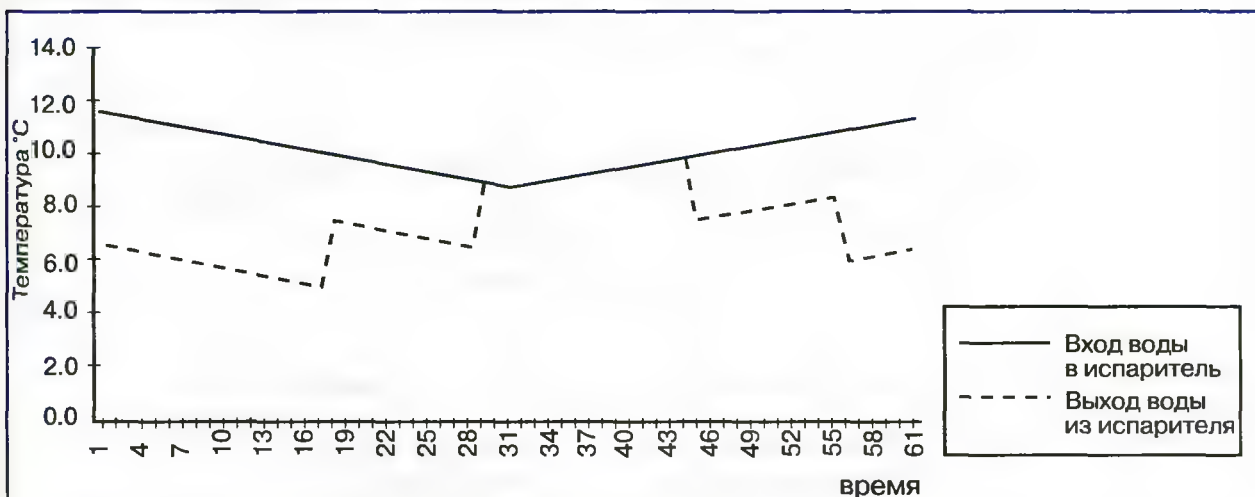
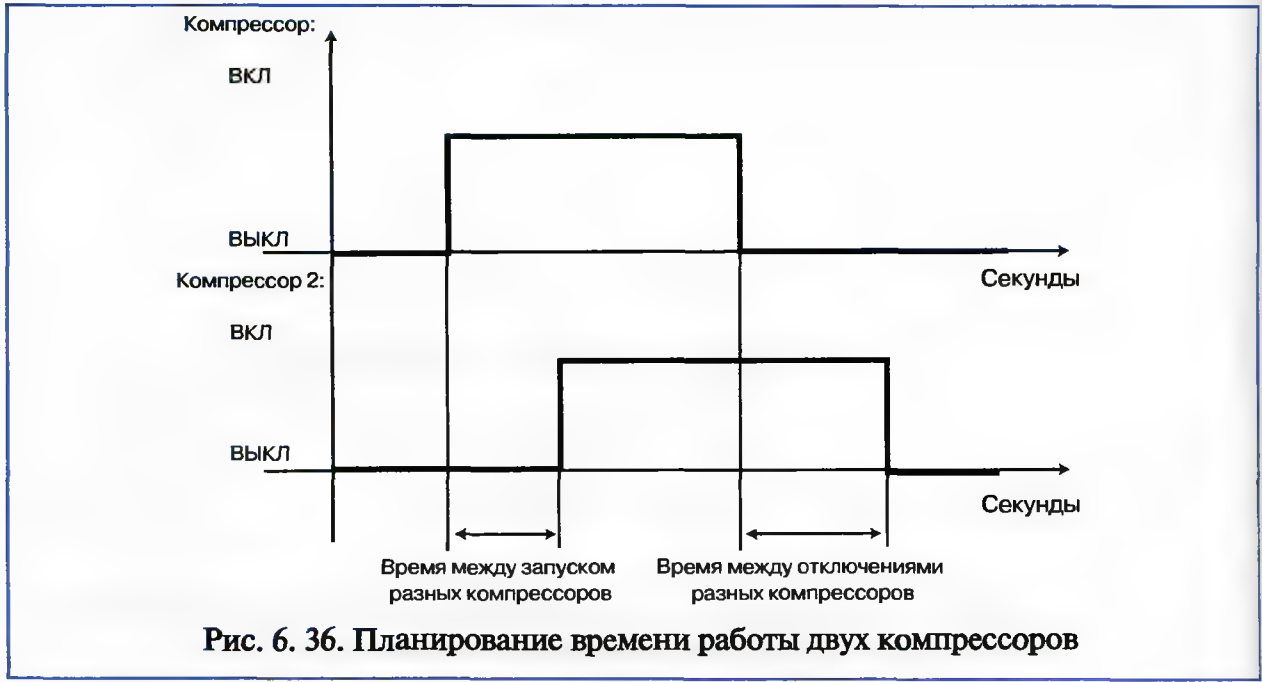


Рис. 6. 34. Изменение температуры жидкости на входе и выходе из испарителя при ступенчатом регулировании производительности компрессора

Температура на входе в испаритель будет повышаться за счет теплопритоков в помещениях и при достижении значения уставка плюс половина гистерезиса 10°C запустится первый компрессор. При дальнейшем повышении температуры жидкости на входе в испаритель и ее достижении значения уставка плюс гистерезис $9+2=11^{\circ}\text{C}$ запустится второй компрессор.

Аналогично осуществляется регулирование в режиме теплового насоса. Например, зимняя уставка 40°C , гистерезис 1°C , компрессор будет включаться при температуре $40 - 1/2 = 39,5^{\circ}\text{C}$, а выключаться при температуре жидкости на входе в теплообменник $40 + 1/2 = 40,5^{\circ}\text{C}$. Летние и зимние уставки могут задаваться пользователем в пределах заданного диапазона, устанавливаемого производителем так, чтобы обеспечивалась высокая эффективность и надежность работы чиллера.

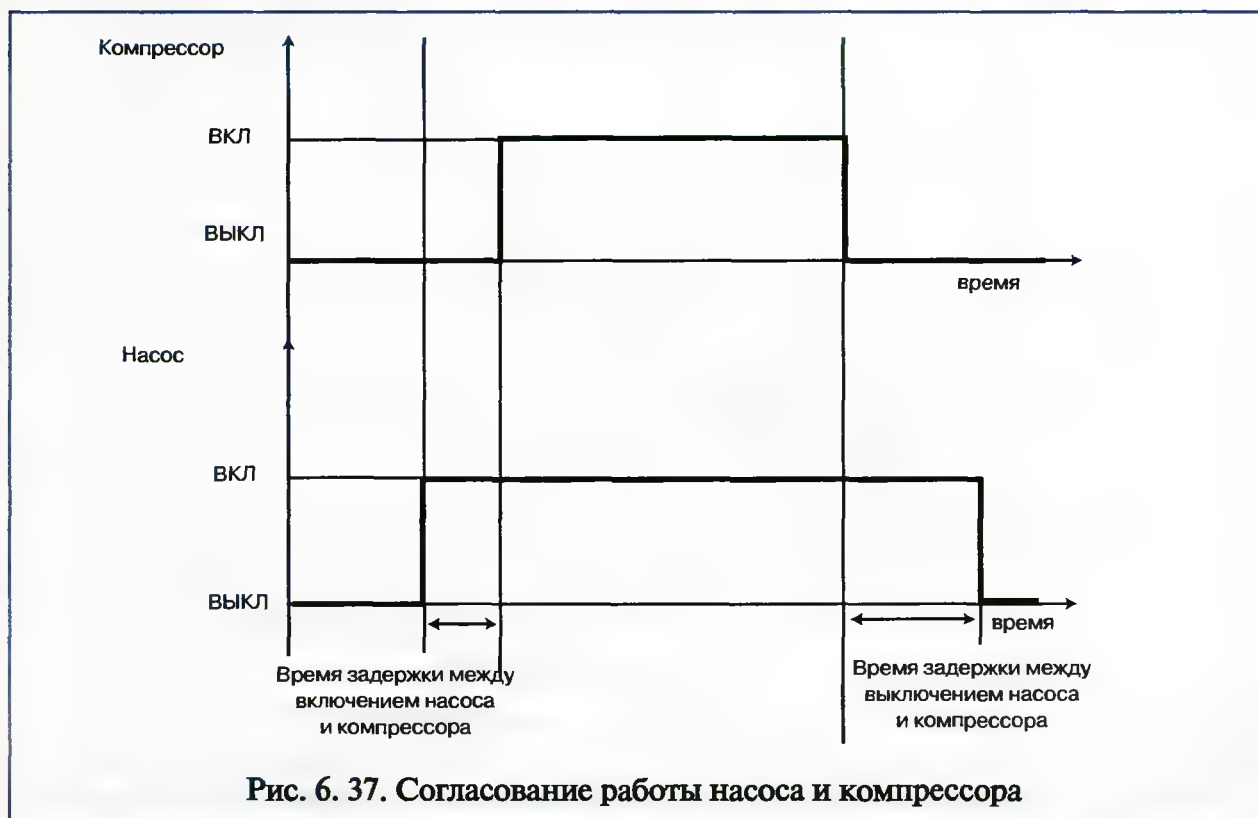
Для защиты от частых переключений компрессора по команде терморегулятора предусмотрен ограничитель частоты переключений — таймер компрессора. Устанавливается минимальное время остановки — время в течение которого компрессор остается отключенным, даже, если в это время получена команда на запуск, количество запусков в час с учетом минимального времени, которое должно пройти между двумя последовательными запусками компрессора, интервал времени между последовательным запуском двух компрессоров для уменьшения пускового тока (рис. 6.35, рис. 6.36). Кроме то-



го устанавливается задержка запуска компрессора после включения насоса — минимальное время, которое должно пройти после включения насоса до запуска компрессора, чтобы расход воды вышел на расчетное значение и не сработало реле протока или дифференциальное реле давления на стороне воды, а так же время задержки отключения насоса по реле отключения компрессора (рис. 6.37). Имеется так же счетчик наработки компрессоров и насосов, сигнализация необходимости обслуживания при достижении определенного срока наработки.

Таким образом, при ступенчатом регулировании производительности удается уменьшить частоту переключений компрессора, но возникают большие колебания температуры охлаждаемой жидкости на выходе из испарителя. Данный вариант регулирования может применяться только в установках с низкими требованиями к точности поддержания температуры охлаждаемой жидкости, подаваемой потребителям.

В чиллерах с винтовыми компрессорами применяется пошаговое регулирование производительности путем переключения ступеней мощности с помощью активизации и деактивизации электромагнитных клапанов. Терморегулятор поддерживает температуру охлаждаемой жидкости, возвращаемой из системы, с помощью датчика температуры воды на входе в испаритель, и выбирая ступени изменения производительности в процентах от максимальной производительности в зависимости от перепада температур охлаждаемой жидкости на входе и выходе из испарителя. Для оптимального регулирования назначается летняя уставка температуры, равная значению температуры охлаждаемой жидкости на входе в систему (температура на выходе из испарителя), и параметр, определяющий перепад температур в системе на входе и выходе из испарителя при максимальной холодопроизводительности чиллера. Терморегулятор вырабатывает необходимый управляющий сигнал для срабатывания электромагнитных клапанов, соответствующих определенным ступеням производительности компрессоров, пропорционально тепловой нагрузке, определяемой значением фактического перепада температур охлаждаемой жидкости в системе при постоянстве расхода теплоносителя. Когда температура обратной воды в системе выше уставки, необходимо, чтобы были задействованы соответствующие ступени регулирования производительности, если температура обратной во-



ды опуститься ниже уставки, то ни одна из ступеней регулирования производительности не должна быть задействована. Когда температура обратной воды равна уставке плюс максимальный перепад температур, компрессоры работают с максимальной производительностью, когда температура обратной воды равна уставке компрессоры отключаются.

На рис.6.38 представлен график пошагового регулирования производительности чиллера с двумя винтовыми компрессорами, каждый имеет клапаны для изменения производительности 40% и 70% от максимальной. В данном примере значение уставки 7°C, значение параметра, равного перепаду температур в системе при максимальной производительности 6°C . При повышении температуры обратной воды до 8 °C срабатывает электромагнитный клапан, соответствующий 40% производительности первого компрессора, при дальнейшем повышении температуры до 9°C срабатывает клапан, соответствующий 70% производительности компрессора, а первый клапан (40%) отключается, при повышении температуры до 10°C, клапан отключается и первый компрессор работает с максимальной производительностью. При повышении температуры до 11°C включается второй компрессор с активным клапаном на 40% производительности, далее активизируется клапан на 70% производительности, а клапан на 40% отключается, когда температура обратной воды достигнет значения уставки плюс параметр, соответствующий максимальному перепаду температур в системе оба компрессора будут работать на полную мощность. Таким образом, происходит последовательная активизация (деактивизация) клапанов регулирования производительности сначала одного, затем другого компрессора.

Возможно другое решение: последовательная активизация клапанов 40% производительности на одном, а затем другом компрессоре (шаги 1 и 2), последовательная деактивизация этих клапанов и активизация клапанов 70% производительности сначала на одном, затем на другом компрессоре (шаги 3 и 4), последовательная деактивизация клапанов и работа сначала одного, а затем другого компрессора со 100% производительностью (шаги 5 и 6). (Рис. 6.39).

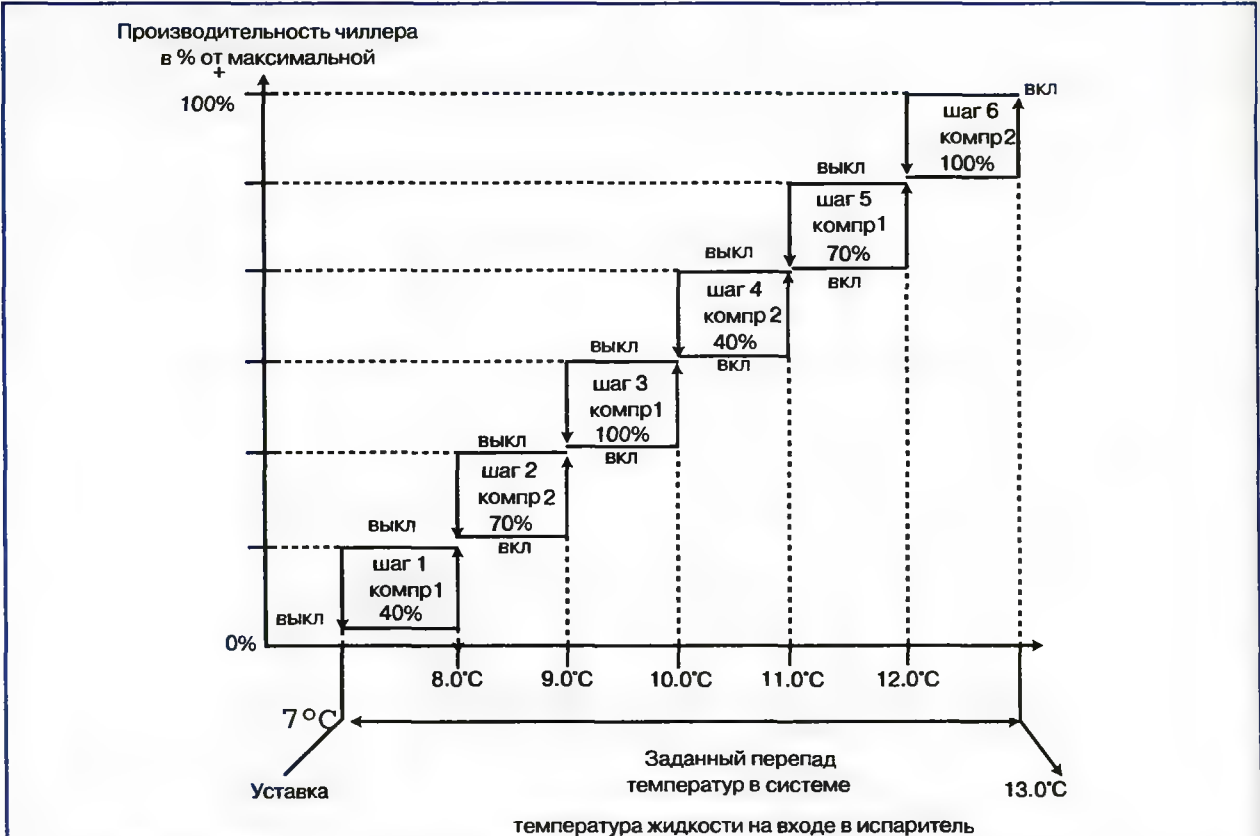


Рис. 6. 38. График изменения производительности чиллера в зависимости от перепада температур жидкости в испарителе (последовательное включение компрессоров)

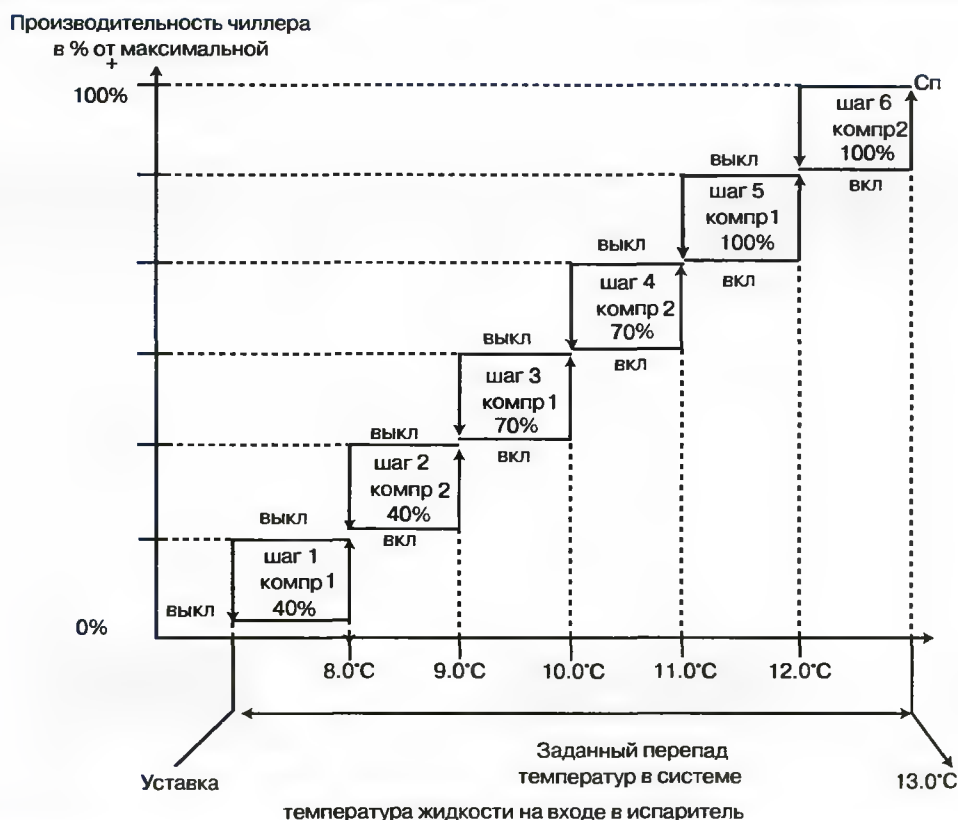


Рис. 6.39. График изменения производительности чиллера в зависимости от перепада температур в испарителе (параллельная работа компрессоров, последовательное включение ступеней мощности двух компрессоров)

В обоих случаях компрессор, который запускается первым, должен иметь более низкое число часов наработки, и первым должен останавливаться компрессор, имеющий большее число часов наработки.

Таким образом, терморегулятор реализует пропорциональный закон регулирования, когда регулирующее воздействие пропорционально отклонению регулируемой величины от заданного значения, а само отклонение пропорционально нагрузке на чиллер. Терморегулятор также управляет последовательностью включения ступеней производительности при пуске чиллера.

Уставка температуры охлаждающей воды, равная температуре воды на выходе из испарителя, вводится производителем, но может быть изменена пользователем в зависимости от требований к параметрам теплоносителя в системе холодоснабжения, в соответствии с расчетной температурой наружного воздуха для данной местности или в соответствии с изменением нагрузки, чтобы уменьшить эксплуатационные затраты.

Таймер блока управления винтовыми компрессорами позволяет вводить временные параметры, определяющие надежную работу чиллера: количество запусков в час, интервал времени между последовательным запуском двух компрессоров, интервал времени от запуска компрессора до срабатывания клапана регулирования производительности, интервал времени между включением насоса и запуском компрессора, а так же время задержки отключения насоса после отключения компрессора, минимальное время работы компрессора после запуска (рис. 6.40).

При задании уставки терморегулятора для всех видов компрессоров следует учитывать уставку терморегулятора защиты от замерзания. Терморегулятор защиты от замерзания испарителя управляет сигнализацией замерзания и включением электронагревателей испарителя. Для стандартного блока уставка сигнализации и включения электрона-

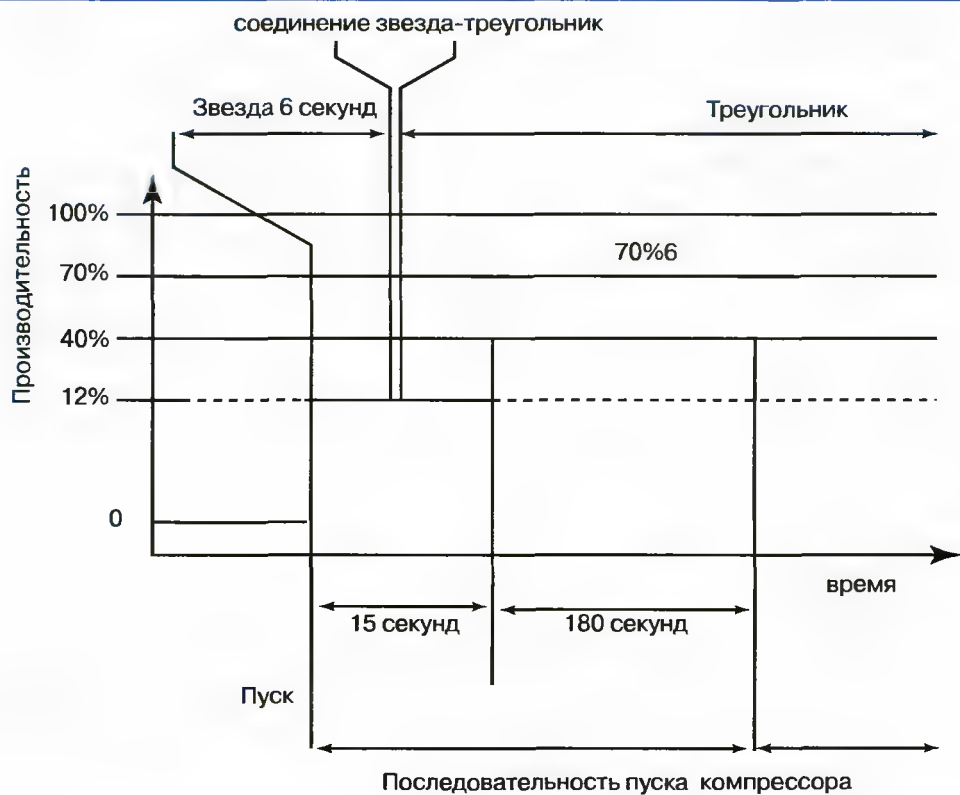


Рис. 6.40. Последовательность включения электромагнитных клапанов при пуске винтового компрессора

Таблица 6.5

Положение электромагнитных клапанов компрессора (рис. 6.10, 6.40)

		YV1	YV4	YV5	YV6
остановка	0%	без напряжения	без напряжения	без напряжения	без напряжения
пуск	12%	под напряжением	под напряжением	без напряжения	без напряжения
пуск	40%	под напряжением	без напряжения	под напряжением	без напряжения
пуск	70%	под напряжением	без напряжения	без напряжения	под напряжением
пуск	100%	под напряжением	без напряжения	без напряжения	без напряжения

гревателей составляет 3°С. При понижении температуры охлаждаемой жидкости ниже значения уставки отключается компрессор, включаются электронагреватели испарителя, насос продолжает работать, обеспечивая циркуляцию жидкости. Блокировка имеет ручной сброс. Уставки могут задаваться пользователем. Если используются незамерзающие жидкости, то величина уставок выбирается в зависимости от концентрации раствора. Отключение электронагревателей испарителя и сигнализации защиты от замерзания происходит, когда температура охлаждаемой воды на выходе из испарителя поднимается выше значения уставки плюс несколько градусов.

При работе чиллера в режиме теплового насоса в условиях повышенной влажности и низких температур наружного воздуха на поверхности теплообменника- испарителя (бывший конденсатор) сконденсировавшиеся водяные пары будут превращаться в лед и теплообменник постепенно будет обмерзать, что ухудшает работу чиллера и может привести к повреждению блока. Для растопления льда используется цикл размораживания, когда чиллер кратковременно переключается на режим охлаждения (рис. 6.41). Пе-

Таблица 6.6

Таблица значений уставок сигнализации и нагревателей защиты от замерзания для водогликолевого раствора

Концентрация раствора %	Диапазон уставок сигнализации, °C	Диапазон уставок отключения нагревателей и включения компрессора, °C
0	2 ÷ 10	6 ÷ 21
10	-2 ÷ 10	4 ÷ 21
20	-7 ÷ 10	-1 ÷ 21
30	-13 ÷ 10	-7 ÷ 21
40	-22 ÷ 10	-16 ÷ 21



Рис. 6.41. Цикл размораживания теплообменника теплового насоса

реключение цикла выполняется по сигналу датчика температуры конденсации ВТЗ, установленного в теплообменнике (бывшем конденсаторе ныне испарителе), которая сравнивается с параметрами, задаваемыми заводом-изготовителем. Когда температура опустится ниже температуры, заданной в качестве параметра начала размораживания, компрессор отключается, таймер начинает отсчитывать время размораживания. При достижении заданного времени задержки переключения цикла срабатывает четырехходовой клапан обращения цикла, компрессор при этом отключен. Компрессор включается через интервал времени, равный времени задержки переключения цикла.

Окончание размораживания происходит, когда достигнута максимальная температура размораживания (параметр задается заводом-изготовителем), при этом компрессор отключается через интервал времени, равный времени задержки, срабатывает четырехходовой клапан и далее через тот же интервал включается компрессор. Во время цикла размораживания защитный интервал отключения компрессора игнорируется, работают все устройства безопасности.

Для сглаживания неравномерности температуры жидкости на входе в систему при ступенчатом регулировании производительности применяются баки-аккумуляторы. В насосных станциях GP2 в водяном контуре установлен двухпозиционный трехходовой клапан, обеспечивающий включение или исключение бака-аккумулятора из гидравлического контура (рис. 6.42). Положение клапана изменяется в зависимости от рассогласования между температурой жидкости на входе в испаритель и уставкой. В первую оче-

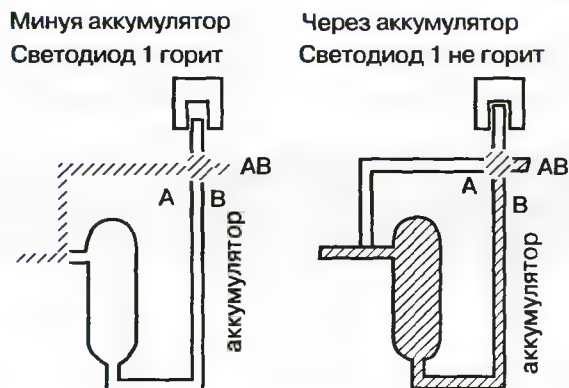


Рис. 6.42. Принцип работы двухпозиционного трехходового клапана гидравлического контура насосной станции GP2

редь, клапан обеспечивает подачу охлажденной жидкости потребителю (фэнкойлам), при снижении нагрузки у потребителей клапан переключается и происходит аккумулялирование холода или теплоты в баке. Температура жидкости в баке постепенно доводится до необходимого значения. После длительной остановки жидкость в баке требуется доводить до необходимой температуры за несколько циклов. Если в режиме охлаждения температура жидкости на входе в испаритель равна уставке, то трехходовой клапан переключается так, чтобы поток жидкости проходил через бак-аккумулятор, при повышении температуры жидкости выше уставки на 1°C , что свидетельствует о повышении нагрузки на систему кондиционирования воздуха, бак-аккумулятор исключается из контура, и весь поток охлажденной жидкости направляется в систему холодоснабжения фэнкойлов. В режиме теплового насоса бак-аккумулятор включается в контур циркуляции, когда разность температур на входе в конденсатор теплового насоса и уставкой отопления равна 0°C , и выключается, когда температура жидкости на входе в конденсатор теплового насоса на один градус ниже уставки (разность -1°C).

Бак-аккумулятор насосной станции GP2 комплектуется пиковыми электронагревателями, которые включаются только при работе чиллера в режиме теплового насоса по сигналу главного модуля управления чиллером в зависимости от рассогласования текущего значения температуры жидкости на входе в испаритель (конденсатор теплового насоса) и значения уставки. Минимальная уставка режима отопления, определяемая как разность температуры жидкости на входе в испаритель и уставкой отопления — $-0,5^{\circ}\text{C}$, максимальная — $-1,5^{\circ}\text{C}$. Уставки должны быть заданы так, чтобы исключить включение электронагревателей при работающем компрессоре.

Управление работой вентилятора конденсатора может быть двухпозиционным: включено-выключено или плавным при изменении скорости вращения вентилятора.

При двухпозиционном регулировании с помощью специального реле по сигналу датчика температуры наружного воздуха (воздуха на входе в конденсатор) вентилятор включается или выключается. Например, в режиме охлаждения вентилятор запускается при температуре наружного воздуха выше уставки отключения 20°C и работает в режиме двухпозиционного регулирования в диапазоне температур $20\div 40^{\circ}\text{C}$ при регулировании мощности компрессора, в режиме теплового насоса запускается при температуре наружного воздуха ниже уставки отключения $6,5^{\circ}\text{C}$ и работает в режиме двухпозиционного регулирования в диапазоне температур $0\div 6,5^{\circ}\text{C}$ при регулировании мощности компрессора (рис. 6.43).

Работа вентилятора с регулируемой скоростью вращения представлена на рис. 6.44 в режиме охлаждения и режиме теплового насоса. В диапазоне температур воздуха на входе в конденсатор $20\div 40^{\circ}\text{C}$ в режиме охлаждения вентилятор работает с минимальной скоростью (40% от максимального значения), при повышении температуры воздуха про-

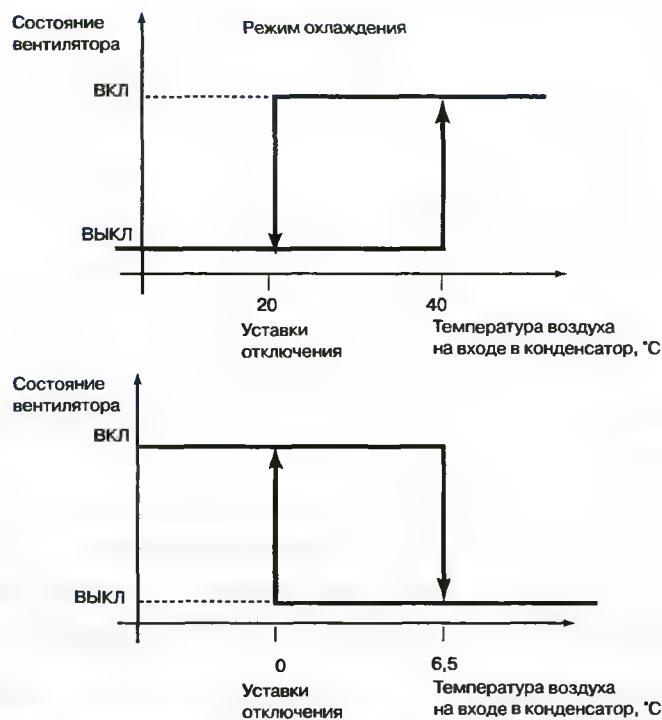


Рис. 6.43. Двухпозиционное регулирование скорости вращения вентилятора конденсатора

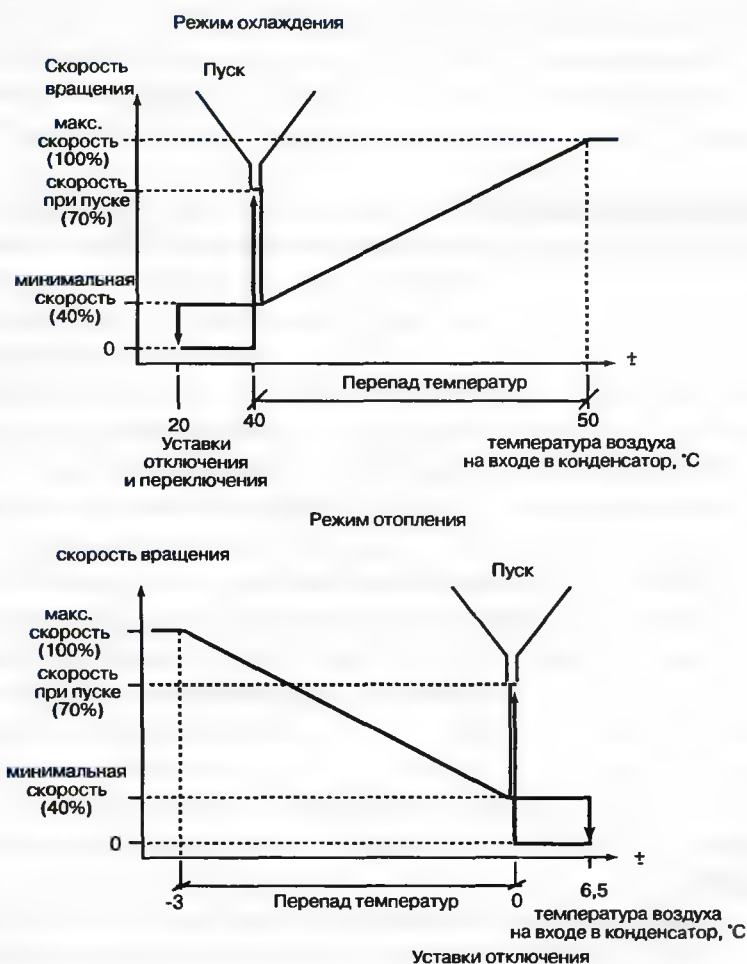
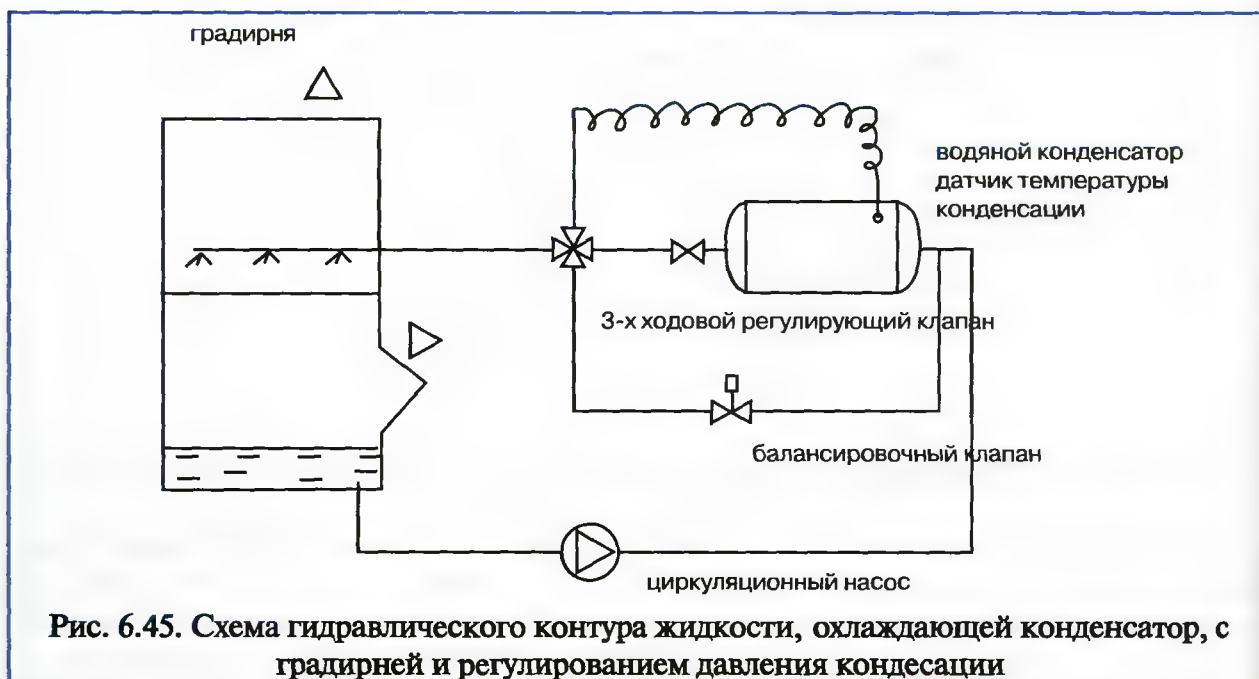


Рис. 6.44. Пропорциональное регулирование скорости вращения вентилятора конденсатора



порционально увеличивается скорость вращения вентилятора до максимального значения (100%), которое соответствует максимальной температуре воздуха на входе в конденсатор, равной уставке охлаждения плюс уставке разности температур. В режиме нагрева вентилятор работает с минимальной скоростью вращения (40% от максимального значения) в диапазоне температур $0 \div 6,5^\circ\text{C}$, при понижении температуры скорость вращения вентилятора увеличивается пропорционально разности температур воздуха на входе в конденсатор и уставки нагрева до достижения максимального значения (100%), которое соответствует уставке разности температур 3°C . Уставки устанавливаются производителем.

В чиллерах с водяным охлаждением конденсатора температура конденсации поддерживается постоянной путем изменения расхода жидкости, охлаждающей конденсатор, чтобы не допустить снижения давления конденсации при понижении температуры наружного воздуха. Кроме того, при регулировании холодопроизводительности чиллера количество теплоты, которое необходимо отводить в конденсаторе, должно также изменяться. Для охлаждения жидкости, нагретой в конденсаторе, могут использоваться разные способы. Традиционным является способ охлаждения с использованием градирни — контактного теплообменника, в котором происходит тепломассообмен между жидкостью, распыляемой через форсунки и встречным потоком наружного воздуха. Температура жидкости достигает значения близкого к температуре мокрого термометра воздуха, осуществляется испарительное охлаждение или нагрев воздуха в зависимости от значения температур жидкости и воздуха. Гидравлический контур разомкнутый, для регулирования расхода жидкости применяется трехходовой регулирующий клапан, срабатывающий от сигнала датчика температуры конденсации. На обводной линии кожухотрубного теплообменника устанавливается балансировочный клапан. Схема гидравлического контура жидкости, охлаждающей конденсатор, с градирней представлена на рис. 6.45. Регулирование количества теплоты, отводимой в конденсаторе, возможно также путем изменения скорости вращения электродвигателя вентилятора градирни.

При охлаждении жидкости в «сухой» градирне схема гидравлического контура замкнутая (рис. 6.46.), применяется двухходовой регулирующий клапан, срабатывающий от сигнала датчика температуры конденсации. Возможно также применение циркуляционного насоса с регулируемым числом оборотов.

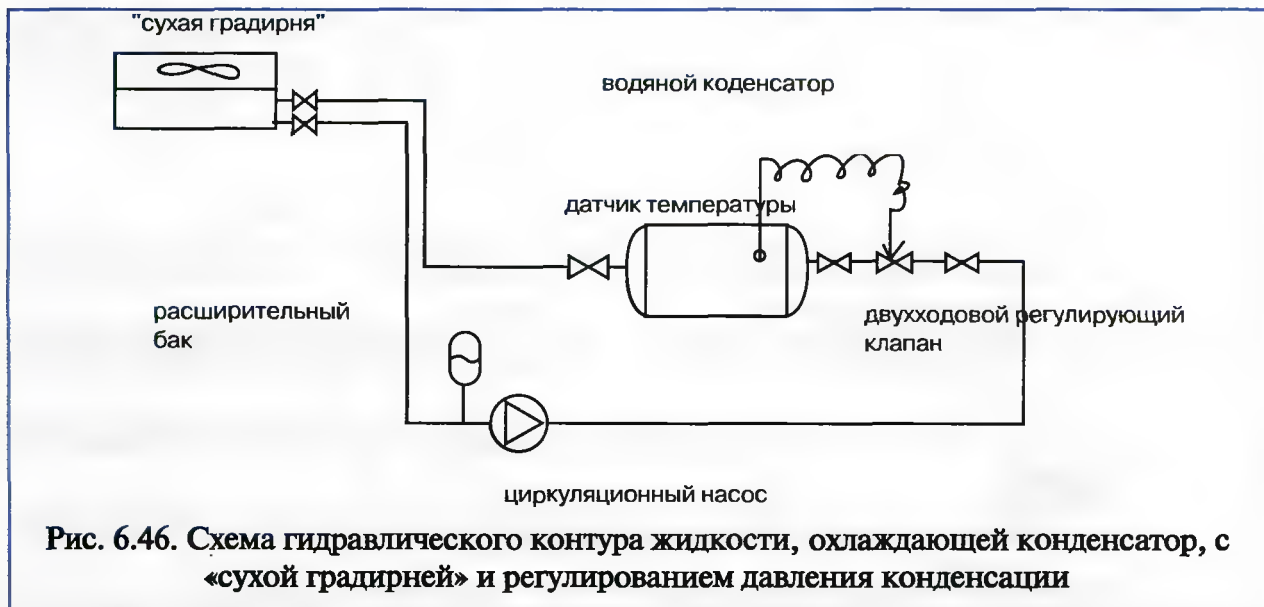


Рис. 6.46. Схема гидравлического контура жидкости, охлаждающей конденсатор, с «сухой градирней» и регулированием давления конденсации

Управляющие функции реализуются с помощью микропроцессорного модуля управления, исполнение которого может быть разным в зависимости от типа и количества компрессоров, их мощности, функций управления. Управление чиллерами с одним спиральным компрессором реализуется блоком управления μ CHILLER COMPACT (WSAT, WSAN 17-71), с двумя спиральными компрессорами (WSAT, WSAN 82-242), чиллерами со спиральными и поршневыми герметичными компрессорами (WSAT, WSAN 17-71) реализуется блоками управления «Energy light», чиллерами со спиральными компрессорами (WRN 71-121) CLIV-DIN, чиллерами с полугерметичными поршневыми компрессорами (WRAT, WRA, WRH, ME, WRAN, WRN, WRHH) блоком управления A2 PLUS, чиллерами средней и большой производительности с винтовыми и полугерметичными поршневыми компрессорами реализуется блоками управления Pco и Pco² (MSE, WSH, WSHH, WSAT, WSAN). CLIVET постоянно совершенствует системы управления чиллером, использует все более эффективные и компактные микропроцессорные блоки (контроллеры). В настоящее время разрабатывается новая система управления CLIVET BUS.

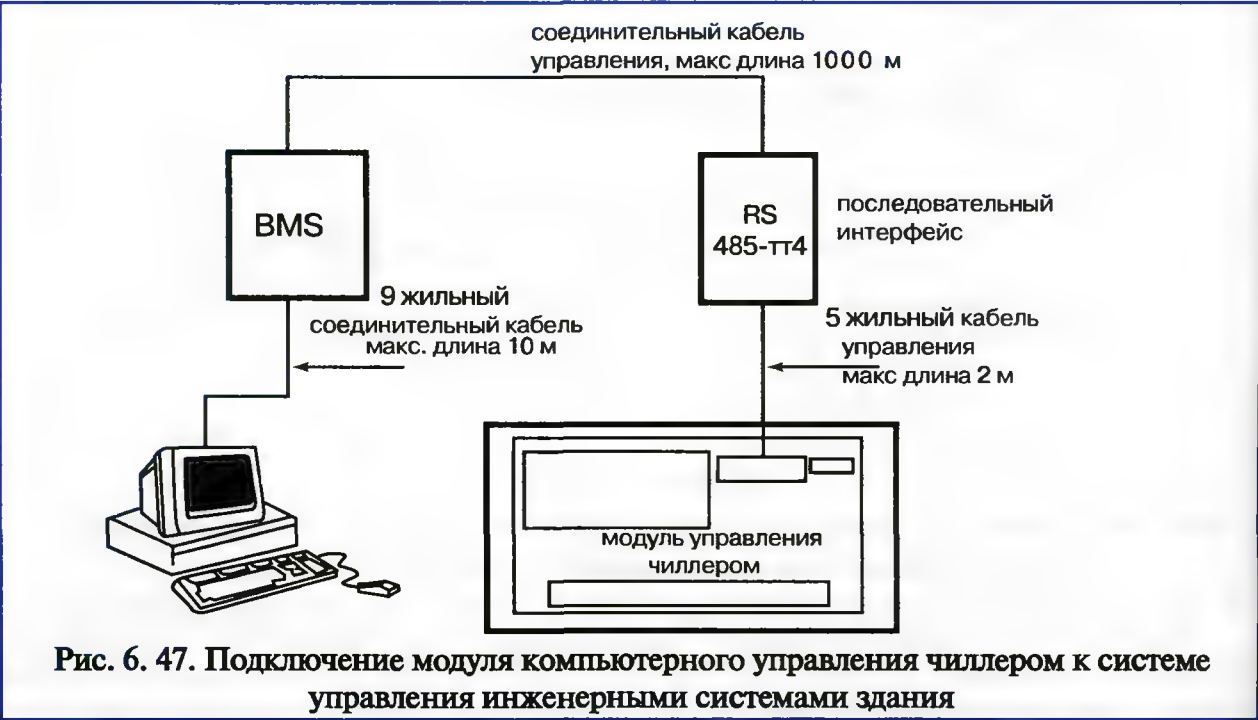
Функции микропроцессорных модулей управления аналогичны:

- включение, выключение системы;
- переключение режима работы (только для тепловых насосов);
- регулирование производительности;
- включение-отключение вентилятора конденсатора или регулирование скорости вращения вентилятора конденсатора (в чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора);
- управление последовательностью включения компрессоров;
- установка с помощью таймера временных параметров работы чиллера;
- защита от замерзания испарителя;
- управление циркуляционным насосом;
- размораживание внешнего теплообменника (только для тепловых насосов).

В блоках реализована возможность контроля режима работы отдельных элементов и рабочих параметров системы, установка параметров работы чиллера, сигнализация аварийных состояний с высвечиванием на дисплее кода отказа.

Реализация функции регулирования производительности может значительно отличаться для различных блоков управления и определяется типом компрессора и их количеством.

В блоках управления Pco и Pco² может устанавливаться часовая карта, позволяющая автоматически включать и выключать чиллер в заданное время, изменять по часам устав-



ку для регулирования производительности чиллера. Программируются дневной, недельный, одновременно дневной и недельный график работы чиллера.

Во всех блоках управления предусмотрено, как дополнительная опция, подключение микропроцессорного дистанционного модуля управления, позволяющего осуществлять управление работой чиллера, контроль параметров и функционирования из специального помещения внутри здания. Максимальная длина соединительного кабеля около 80 м. Модуль управления может по специальному заказу оснащаться последовательным интерфейсом с системой диспетчерского контроля (BMS) для подключения к компьютеру, управляющему инженерными системами здания. Максимальная длина соединительного кабеля около 1000 м (рис. 6.47).

РАЗДЕЛ VII

Системы тепло- и холодоснабжения фэнкойлов

Схемы трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	244
Трубопроводы	249
Прокладка трубопроводов. Расчет температурных деформаций трубопроводов	253
Арматура запорная, регулирующая	259
Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	260
Общие принципы гидравлического расчета	260
Подготовка к расчету схемы системы тепло-холодоснабжения	274
Расчетное циркуляционное давление в системе	274
Расчет главного кольца циркуляции	276
Расчет ответвления от главного кольца циркуляции	276
Арматура для балансировки.	277
Пример гидравлического расчета системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов.	285

Схемы трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Схемы трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов могут быть двухтрубными, трехтрубными и четырехтрубными. Двухтрубные схемы применяются при работе системы «чиллер- фэнкойлы» только на охлаждение, а также при двух режимах функционирования системы: охлаждение и отопление при одноконтурных теплообменниках фэнкойлов. Двухтрубные системы с переключением режимов обычно применяются в реконструируемых зданиях при стесненных условиях для прокладки трубопроводов, а также с целью экономии трубопроводов и арматуры при строительстве новых зданий. Они наиболее подходят для зданий с четко разграниченными фасадами, при отсутствии резких различий в тепловых нагрузках помещений на одном фасаде. В этом случае двухтрубная система устраивается пофасадная с возможностью переключения одного из фасадов в переходный период на противоположный режим. Зона, которая обслуживает помещения, выходящие на освещенный солнцем фасад, будет питаться холодной водой от источника холода — чиллера, зона, выходящая на неосвещенный солнцем фасад — от источника теплоты. Желательно в таких системах предусматривать два и большее количество чиллеров, кратное количеству зон, каждый из которых будет обслуживать свою зону с возможностью переключения на другие зоны. Тогда источником теплоты в переходный период для зоны, неосвещенной солнцем, может быть чиллер, работающий в режиме теплового насоса. На рис. 7.1. показана схема закрытой двухтрубной многозональной системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов с переключением режи-

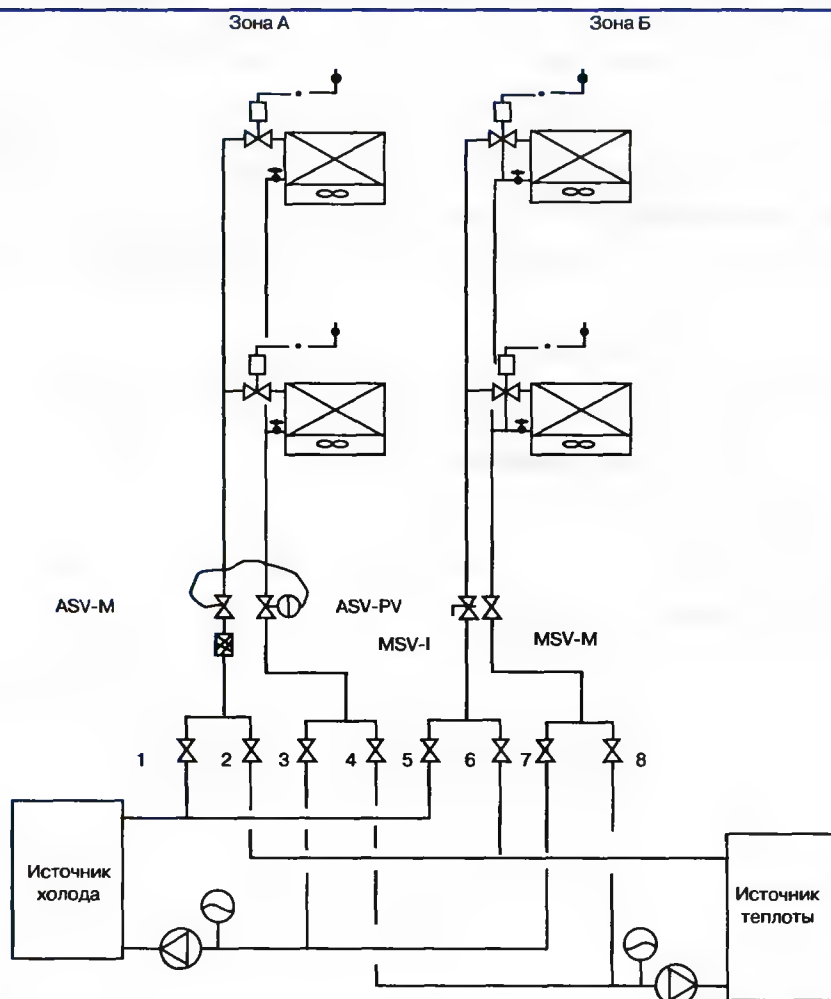


Рис. 7.1. Схема закрытой двухтрубной многозональной системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов с переключением режимов

мов. На магистральных трубопроводах, подающих и отводящих холодную и горячую воду установлены запорные вентили или затворы для ручного переключения режимов или регулирующие двухпозиционные вентили для автоматического переключения режимов. В теплый период, когда требуется охлаждение во всех помещениях открыты вентили 1,3,5,7, закрыты 2,4,6,8. В холодный период, когда требуется одновременно отопление всех помещений открыты вентили 2,4,6,8 и закрыты вентили 1,3,5,7. В переходный период, когда зона А освещена солнцем и требуется охлаждение помещений, а помещения зоны Б нуждаются в отоплении вентили 1,3,6,8 открыты, а вентили 2,4,5,7 закрыты.

В трехтрубных системах по одному трубопроводу подается холодная вода, по другому горячая, по третьему трубопроводу — отработанная вода после охлаждения или нагревания в фэнкойлах (рис. 7.2). В этой системе в переходный период одновременно действуют источники тепло-холодоснабжения и к теплообменникам фэнкойла одновременно подводится холодная и горячая вода. Перед теплообменником на трубопроводах устанавливается трехходовой регулирующий клапан, перераспределяющий потоки воды через теплообменник фэнкойла или байпас в зависимости от требуемой температуры воздуха в помещении. Из теплообменника вода отводится по одному общему трубопроводу. В трехтрубных системах подающие трубопроводы обычно не зонируются, а обратные зонируются для уменьшения потерь при смешивании отработанной теплой и холодной воды. На обратном трубопроводе от каждого фасада (зоны) устанавливаются двухпозиционные регулирующие клапаны: двухходовые 1 и 2 или трехходовой 3, управляемые

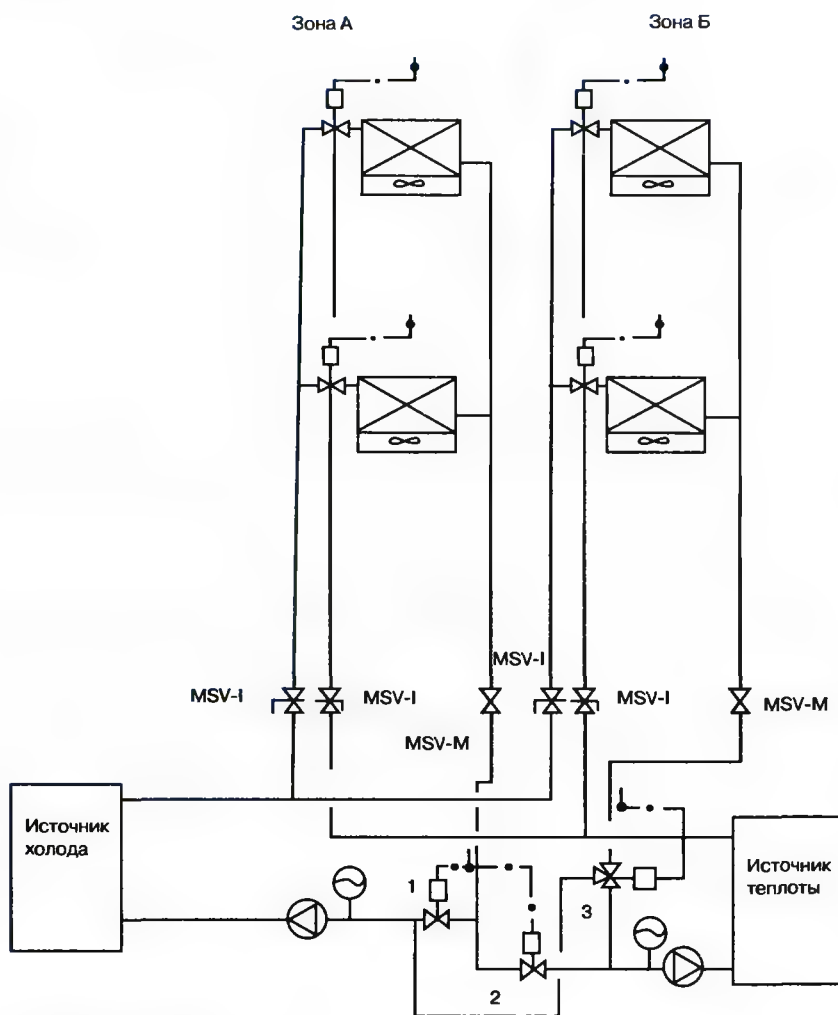


Рис. 7.2. Схема закрытой трехтрубной системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

датчиком температуры обратной воды. Датчик настраивается на среднюю температуру воздуха в обслуживаемом помещении. Если температура воды ниже, то открывается клапан (в трехходовом — проход), по которому вода идет в систему охлаждения, если выше, то — в систему отопления. Основные преимущества этой системы — гибкость и быстрая реакция (по сравнению с двухтрубной системой), отсутствие необходимости в зональном переключении с режима на режим. Недостатки трехтрубной системы — гидравлическая взаимосвязь контуров отопления и охлаждения, возможность перетекания воды из обратных трубопроводов в подающие, потери теплоты и холода при смешении потоков обратной воды, необходимость дополнительных устройств автоматического регулирования. Схема присоединения теплообменника к трубопроводам приводится на рис. 7.4.

Четырехтрубная система всегда применяется, если фэнкойлы имеют двухконтурный теплообменник, а также может применяться и в случае с одноконтурным теплообменником фэнкойлов, контуры охлаждения и отопления гидравлически независимы друг от друга (рис.7.3). При одноконтурных теплообменниках на подающем и обратном трубопроводах теплообменника устанавливаются трехходовые регулирующие несмешивающие клапаны, управляемые от датчика температуры воздуха в помещении, в которых в зависимости от режима работает один ход, а другой закрыт. Один клапан делительный, другой — смесительный. Схема подключения теплообменника фэнкойлов к трубопроводам представлена на рис.7.5 а.

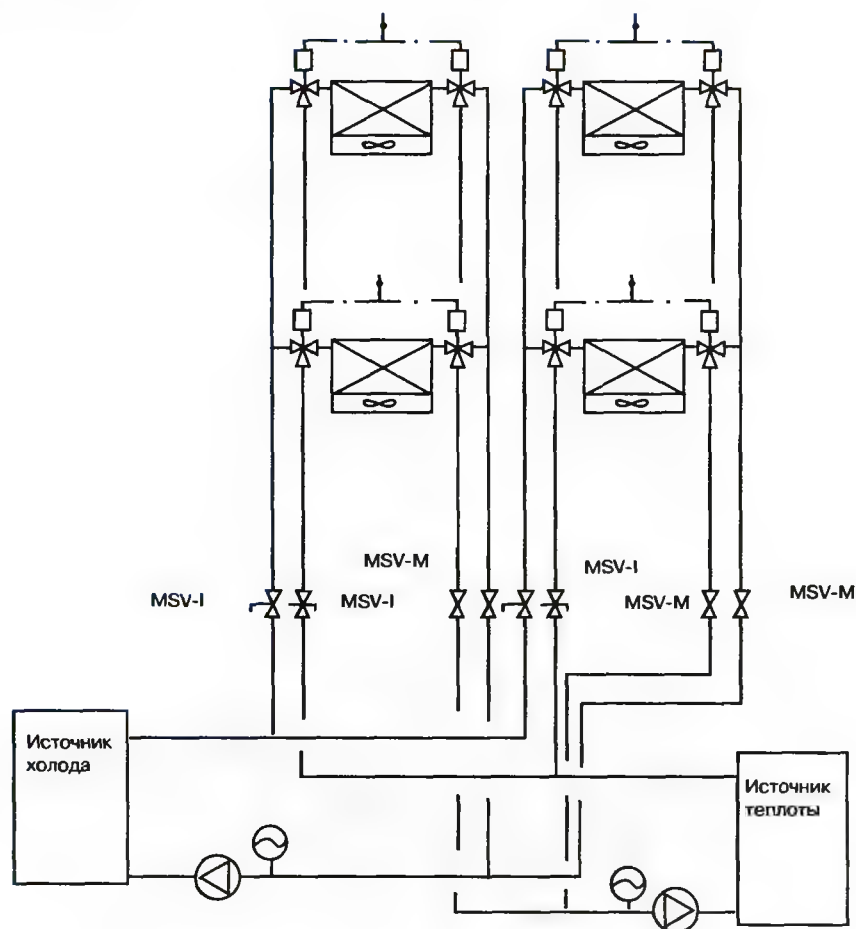


Рис. 7.3. Схема закрытой четырехтрубной системы тепло-холодоснабжения

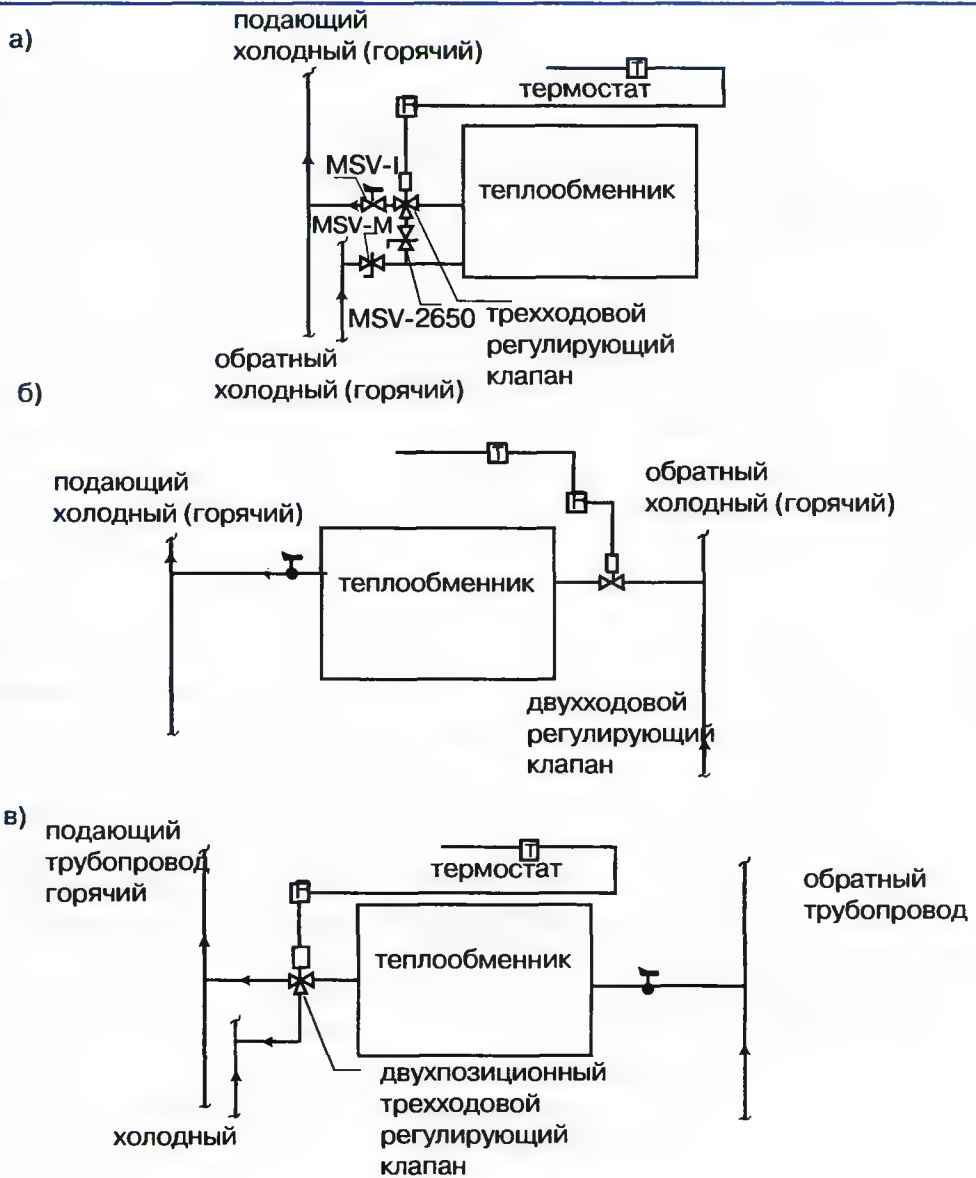


Рис. 7.4. Схема присоединения теплообменников фанкойлов к трубопроводам.
а) б) двухтрубной системы в) трехтрубной системы тепло-холодоснабжения

При двухконтурных фанкойлах каждый контур теплообменника подключается соответственно к системе охлаждения и нагрева, контуры независимы друг от друга и гидравлически и по температурному режиму. Каждый из трубопроводов имеет свой собственный регулирующий клапан, который может быть трехходовым (рис. 7.5 б) или двухходовым (рис. 7.5 в). С точки зрения эксплуатации и поддержания комфорта — самая лучшая система, но инвестиционные вложения значительно выше, чем при устройстве других систем.

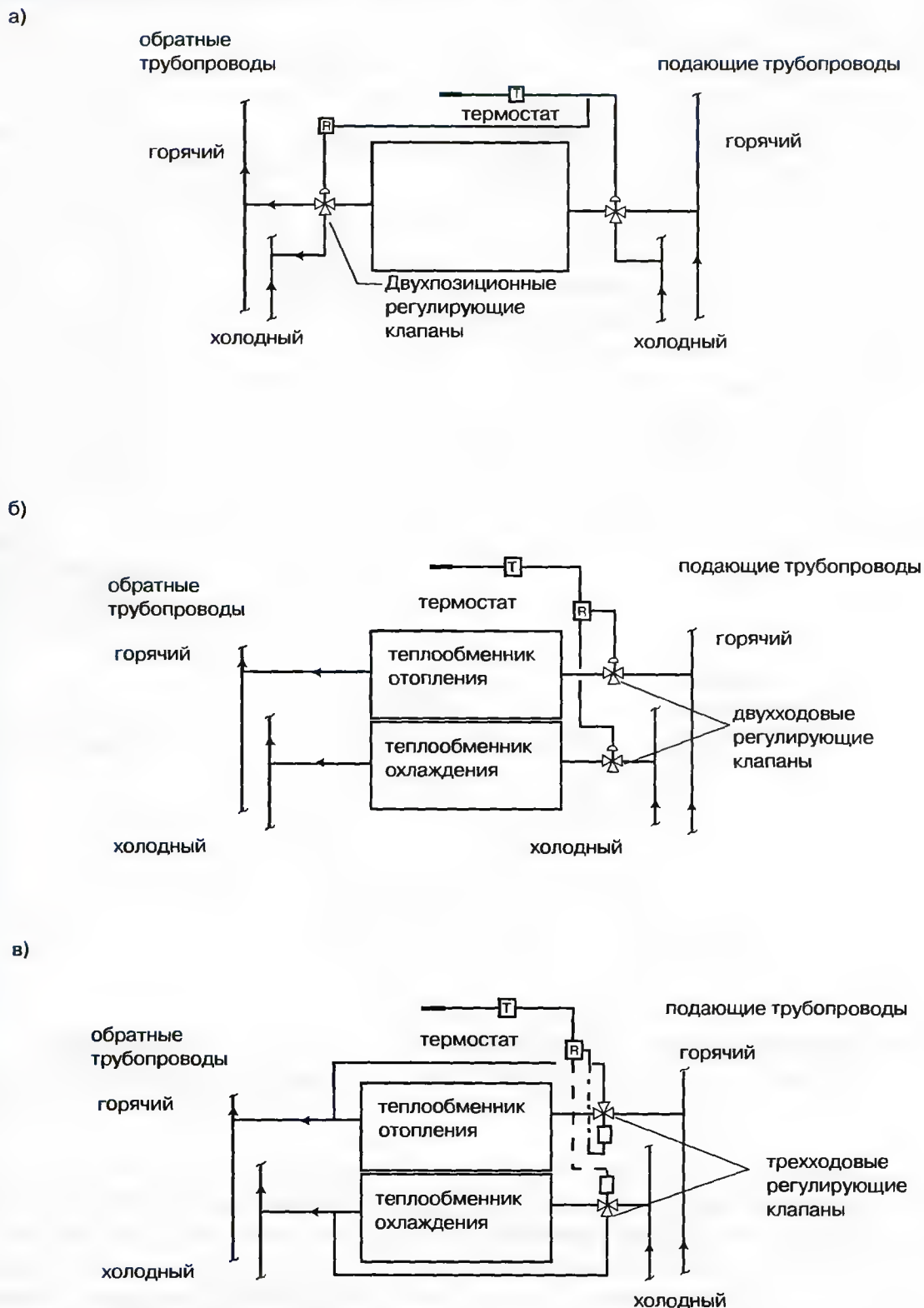


Рис. 7.5. Схема присоединения теплообменников фэнкойла к трубопроводам в четырехтрубной системе тепло-холодоснабжения

Трубопроводы

В системе тепло- холодоснабжения фэнкойлов используются трубопроводы из разных материалов: металлические (стальные, медные) и неметаллические (полимерные).

Также как и в системах отопления могут применяться трубопроводы стальные оцинкованные водогазопроводные до диаметра трубопроводов 50 мм включительно по ГОСТ 3262-75* и стальные электросварные оцинкованные трубопроводы больших диаметров по ГОСТ 10704 — 91. Соединение трубопроводов разборное — резьбовое и неразборное — сварное, с фэнкойлами и арматурой соединение всегда разборное — резьбовое. Недостатком стальных трубопроводов является подверженность их коррозии, как внутри труб, так и снаружи, высокое значение потерь давления на трение из-за шероховатости труб, большая масса труб, высокая трудоемкость монтажа. При пропуске через трубопроводы охлажденной воды, температура которой ниже температуры воздуха помещения, при неудовлетворительном качестве изоляции трубопровода, на поверхности может выпадать конденсат, вызывающий наружную коррозию, неизбежна коррозия внутри трубопроводов, которая приводит к зарастанию труб, увеличению потерь давления, снижению расходов тепло-холодоносителя и, соответственно, производительности системы.

СНиП 2.04.05-91* позволяет применять в системах отопления, теплоснабжения воздушонагревателей и водоподогревателей систем вентиляции, кондиционирования воздуха наряду со стальными трубопроводы из меди, латуни, термостойких полимерных материалов.

В середине девяностых годов медные трубы стали широко использоваться во внутренних санитарно-технических установках в России. В Европе уже более 60 лет медь является наиболее часто используемым материалом при инженерном оборудовании зданий, долговечность и качество которого проверены временем. Медные трубы и фитинги применяются во всех системах: холодного и горячего водоснабжения, отопления, газоснабжения, тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха. Преимуществами меди являются:

- долгий срок службы, в противоположность трубопроводам из полимерных материалов медь не стареет, мало подвержена внутренней коррозии, сохраняет свою первоначальную прочность и площадь сечения для прохода воды;
- стойкость к высоким (температура плавления 1083 °С) и низким температурам, устойчивость к воздействию ультрафиолетовых лучей;
- прочность, рабочее давление до 50 атм;
- низкий коэффициент линейного расширения;
- непроницаемость для нежелательных веществ, в том числе и для кислорода, что важно для систем отопления, а также безвредность и экологичность;
- удобство монтажа, так как трубы легко отрезаются, гнутся, применение фитингов упрощает монтаж, прокладка трубопроводов не требует много места;
- высокая эффективность вложения денежных средств, так как длительное использование медных трубопроводов окупает первоначальные капитальные затраты;
- утилизация обрезков в качестве вторичного сырья позволяет частично вернуть вложенные деньги, что существенно экономит деньги заказчика, медные фитинги и фитинги из медных сплавов могут быть использованы многократно.

Следует учитывать, что при контакте меди с другими менее коррозионностойкими материалами (сталью, оцинкованной сталью, алюминием), возникает явление электрохимической коррозии, вызывающее разрушение железа, цинка, алюминия. Для предотвращения коррозии следует предусмотреть отделение меди от менее активных материалов изолирующими прокладками, бронзовыми или латунными переходниками. Даже при отсутствии металлического стыка медь стимулирует коррозию вышеупомянутых ма-

териалов посредством нахождения в воде ионов меди, которые осаждаются в местах коррозии и вызывают ускоренное разрушение основного материала (стали, оцинкованной стали или алюминия).

Медные трубы выпускаются цельнотянутыми по стандарту EN 1057 мягкими, полутвердыми, твердыми, в пластиковой оболочке, которые отличаются друг от друга степенью твердости, толщиной стенки, максимальным рабочим давлением. Характеристики медных полутвердых труб приведены в таблице 7.1, твердых 7.2.

Соединение медных трубопроводов может быть разъемным: с помощью компрессионных или компрессионно-резьбовых фитингов из медных сплавов или латуни (максимальный наружный диаметр 54х2 мм), с помощью самофиксирующихся фитингов (максимальный наружный диаметр 22х1 мм), неразъемным: паяным с использованием фитингов для капиллярной пайки и специальных припоев (все диаметры).

Таблица 7.1.
Технические характеристики медных полутвердых труб

Размеры (мм)	6	8	10	12	15	22	28	35	42	54	67	76	108	133	159
ДОПУСКИ															
Максимальный наружный диаметр (мм)	6,045	8,045	10,045	12,045	15,045	22,055	28,055	35,07	42,07	54,07	66,75	76,30	108,25	133,50	159,50
Минимальный наружный диаметр (мм)	5,965	7,965	9,965	11,965	14,965	21,965	27,975	34,99	41,99	53,99	66,60	76,15	108,00	133,25	159,25
Толщина стенки (мм)	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,9	0,9	1,2	1,2	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0
Рабочее давление при темп.65°C бар	133	97	77	63	58	51	40	42	35	27	20	24	17	14	15

Таблица 7.2.

Технические характеристики медных твердых труб

СПЕЦИФИКАЦИЯ ТРУБ ПО СТАНДАРТУ EN 1057						
Размеры		Мин. толщина стенки, мм	Длина, м	Макс. рабочее давление, бар	Объем воды на 1 метр, л/м	Масса трубы, кг/м
Нар. диаметр, мм	Толщ. стенки, мм					
10	1,0	0,87	5	132	0,050	0,253
12	1,0	0,87	5	109	0,079	0,309
15	0,8	0,87	5	46	0,141	0,319
15	1,0	0,87	5	85	0,133	0,393
15	1,5	1,31	5	127	0,113	0,569
18	1,0	0,86	5	71	0,201	0,478
18	1,5	1,31	5	104	0,177	0,692
22	1,0	0,85	5	56	0,314	0,590
22	1,5	1,29	5	83	0,284	0,860
28	1,0	0,85	5	44	0,531	0,758
28	1,5	1,29	5	68	0,491	1,117
35	1,5	1,27	5	53	0,804	1,412
42	1,5	1,27	5	44	1,195	1,707
54	2,0	1,68	5	45	1,964	2,921
64	2,0	1,68	5	38	2,828	3,483
76,1	2,0	1,68	5	32	4,830	4,163
88,9	2,0	1,68	5	26	5,661	4,859
108	2,5	2,10	5	27	8,332	7,374

Медь является самым лучшим материалом для трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов. Единственное, что останавливает заказчика выбрать этот материал — первоначальная высокая стоимость трубопроводов и фитингов, особенно больших диаметров, применение которых характерно для системы трубопроводов тепло-холодоснабжения фэнкойлов. В то же время коэффициент эквивалентной шероховатости медных трубопроводов по данным изготовителя составляет 0.0015 мм по сравнению с новыми стальными трубопроводами 0.2 мм и старыми 0.5 мм, что дает возможность уменьшить диаметры для пропуска того же количества тепло-холодоносителя при одинаковом располагаемом давлении в системе по сравнению со стальными трубопроводами. Возможно также при конструировании системы применять вместо одного трубопровода большого диаметра два меньшего диаметра, увязывая это с делением системы на зоны.

В настоящее время широкое применение в системах тепло-холодоснабжения фэнкойлов находят трубопроводы из полимерных материалов. На рынке сантехнических материалов и изделий представлено большое количество типов пластиковых труб с разнообразными техническими характеристиками разных фирм изготовителей, имеется специальная литература, включая каталоги фирм производителей и компьютерные программы для расчета, посвященная таким трубопроводам и их применению в сантехнических системах. Полимерные трубопроводы по сравнению со стальными трубопроводами обладают следующими преимуществами:

- коррозионная стойкость,
- потери давления на трение меньше, чем в стальной трубе такого же диаметра из-за низкого значения коэффициента эквивалентной шероховатости, сохранение постоянного проходного сечения трубы на весь период эксплуатации, что связано с отсутствием коррозии,
- малый вес, простота и легкость монтажа,
- пожаробезопасность при монтаже.

Проведение специальной обработки материала или готового изделия, применение технологии армирования позволило устранить такие недостатки первых полимерных трубопроводов как газопроницаемость, низкая несущая способность, значительные температурные деформации.

Чаще всего производитель ориентирует на применение широкого спектра полимерных трубопроводов в системах горячего и холодного водоснабжения и водяного отопления с обычными отопительными приборами. С учетом специфики работы системы тепло-холодоснабжения в широком диапазоне используемых температур тепло-холодоносителя, а так же при небольшом перепаде температур в подающем и обратном трубопроводах и больших значениях расходов тепло-холодоносителя, круг типов пластиковых трубопроводов, которые возможно применить в рассматриваемых системах тепло-холодоснабжения фэнкойлов, не очень широкий.

Основные типы полимерных материалов, трубопроводы из которых могут применяться в системах холодоснабжения фэнкойлов:

- сшитый полиэтилен, полученный введением в исходное сырье пероксидных соединений — РЕХа, или полученный радиационным облучением готового изделия — РЕХс,
- поливинилхлорид PVC,
- сополимерный полипропилен, полипропилен рандомсополимер,
- новый материал HPFR.

Выбор типа пластиковых трубопроводов определяется режимом работы системы применительно к рабочим параметрам эксплуатации: температуре и давлению. Если система работает только в режиме охлаждения при наиболее часто используемых параметрах холодоносителя 6–12°C могут быть использованы те трубопроводы, которые реко-

мендованы для систем холодного водоснабжения с соответствующим значением номинального давления PN10 (1.0 МПа) или PN20 (2.0МПа). Это могут быть трубопроводы из полипропилена, из сшитого полиэтилена, из поливинилхлорида.

В настоящее время предлагаются специальные трубопроводы для холодоснабжения и кондиционирования воздуха KRIOCLIM[®] из нового материала HPF[®], негорючего и обладающего высокой ударпрочностью при низких (отрицательных) температурах. стойкого к коррозии, с низким значением коэффициента теплопроводности, благодаря чему снижается конденсатообразование, уменьшаются потери холода. Рабочее давление в диапазоне температур от — 30 °С до 20 °С 1.0 МПа (PN10). При температуре выше 20 °С до 40 °С рабочее давление снижается до 0.7 МПа. Диаметры трубопроводов от 20 до 160 мм. Соединение трубопроводов с помощью пластиковых фитингов клеевое, имеются соединители латунь/пластик для арматуры. Эти трубопроводы могут использоваться также для транспортировки раствора этиленгликоля в контуре охлаждения конденсатора чиллера, при использовании «сухой градирни».

Когда система трубопроводов работает в двух режимах (отопление и охлаждение) к полимерным трубопроводам предъявляются дополнительные требования, связанные с работой системы при высоких температурах теплоносителя, а также более широким диапазоном изменения параметров теплоносителя за период эксплуатации, недопустимостью диффузии кислорода в трубопровод, вызывающей коррозию участков стальных трубопроводов, насосов, котлов и образование воздушных пробок. При работе обычной трубы из полимерного материала в условиях повышенных температур, характерных для систем отопления, уменьшаются прочностные характеристики (номинальное давление полипропиленовой трубы PN20 при температуре 75°С составляет 0.6 МПа), увеличиваются температурные деформации. Для работы в системах отопления и горячего водоснабжения выпускаются специальные полимерные трубы с армированием: металлопластиковые трубы и армированные полипропиленовые.

Металлопластиковая труба включает две оболочки из сшитого полиэтилена и расположенную между ними алюминиевую трубку, которые соединены между собой клеящим составом. В металлопластиковой трубе, которая соединяется с арматурой и соединительными деталями механическим способом, оболочка расположена по центру в полимерной массе.

В армированной полипропиленовой трубе алюминиевая оболочка имеет частую перфорацию, создающую сцепление между полипропиленом и алюминиевой сеткой, при затекании полипропилена в отверстия, здесь нет слоев клея. Оболочка в поперечном сечении смещена к наружной поверхности трубы в армированной полипропиленовой трубе, для сварного соединения труб и соединительных деталей.

Армирование повышает механическую прочность трубы, создает антидиффузионный барьер против проникания кислорода и, что особенно важно для систем тепло-холодоснабжения, снижает почти на порядок коэффициент линейного расширения армированных труб по сравнению с обычными (табл.7.3).

Таблица 7.3.

Коэффициент линейного расширения трубопроводов, мм/м К

Трубопроводы	Коэффициент линейного расширения мм/м К
Стальные	0.011
Медные	0,017
Полиэтиленовые	0,2
Полипропиленовые	0,15
Металлопластиковые	0,025
Армированные полипропиленовые	0,03
Поливинилхлоридные	0,062

В системах тепло-холодоснабжения могут применяться следующие трубы:

- металлополимерные до диаметра 32 мм;
- армированные полипропиленовые PN20 (при температуре 20°C номинальное давление 2 МПа и при температуре 75°C — 0.6 МПа) и PN25 (при температуре 20°C номинальное давление 2.5 МПа и при температуре 90°C — 1.0 МПа) до диаметра 75 мм,
- из сшитого полиэтилена с антидиффузионной защитой до диаметра 32 и поливинилхлорида до диаметра 110 мм.

Маркировка трубопроводов из полимерных материалов принята также как и медных по наружному (номинальному) диаметру. Металлопластиковые трубы и трубы из сшитого полиэтилена выпускаются только небольших диаметров (до 32 мм), соединяются между собой с помощью латунных зажимных соединителей с цельными или разрезными кольцами. В системах холодоснабжения существует необходимость в трубопроводах диаметром от 32 мм до 160 мм для разводящих и магистральных трубопроводов. В этом случае применяют трубопроводы из поливинилхлорида (максимальный диаметр 110 мм) и полипропилена (максимальный диаметр 75 мм). Трубопроводы и фасонные части из поливинилхлорида соединяются с помощью полидиффузионного склеивания, трубопроводы из полипропилена с помощью фитингов из того же материала сваркой с использованием комплекта электронагревательного инструмента с набором соответствующих насадок для различных диаметров труб.

Прокладка трубопроводов.

Расчет температурных деформаций трубопроводов

Прокладка трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов в гражданских зданиях преимущественно скрытая: в подшивном потолке, в шахтах и каналах, строительных бороздах, в пространстве между стеной и гипсокартонной перегородкой. Скрытая прокладка применяется для защиты трубопроводов от механических повреждений и из эстетических соображений. При расположении магистральных трубопроводов требуется обеспечить свободный доступ для осмотра, ремонта или замены в процессе эксплуатации. В местах расположения разборных соединений и арматуры на трубопроводах ответвлений и стояков устраиваются лючки. При прокладке следует учитывать то, что трубопроводы изолируются и увеличиваются в размерах. При проходе трубопровода через стены и перегородки должно быть обеспечено свободное перемещение, в том числе с установкой гильз.

Прокладку трубопроводов следует производить с уклоном противоположным движению воды к фэнкойлам, предусматривая устройства для опорожнения горизонтальных ветвей и стояков.

Разводка трубопроводов к фэнкойлам применяется вертикальная (стояки) или горизонтальная (рис. 7.6). Разводка магистралей преимущественно тупиковая, но может быть и попутная при достаточно протяженных ответвлениях (рис. 7.7).

При прокладке трубопроводов следует учитывать изменение длины труб в процессе эксплуатации. Эксплуатация трубопроводов происходит при температуре отличной от температуры, при которой производится монтаж. Согласно СНиП 2.04.05-91* монтаж трубопроводов из полимерных материалов следует выполнять при температуре воздуха в помещении +10°C. При работе системы в режиме отопления труба нагревается до максимальной температуры теплоносителя в системе и в зависимости от величины коэффициента линейного расширения материала трубы удлиняется.

Величина температурного удлинения при открытой прокладке определяется по формуле:

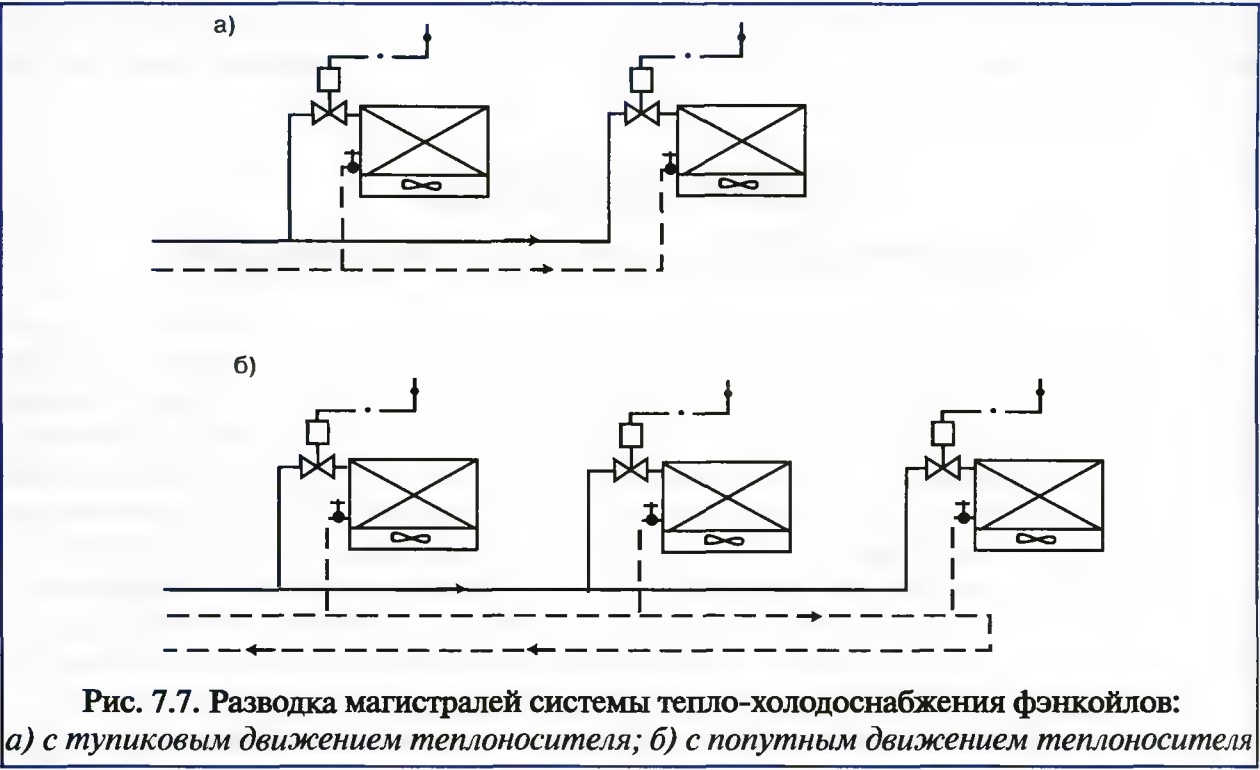
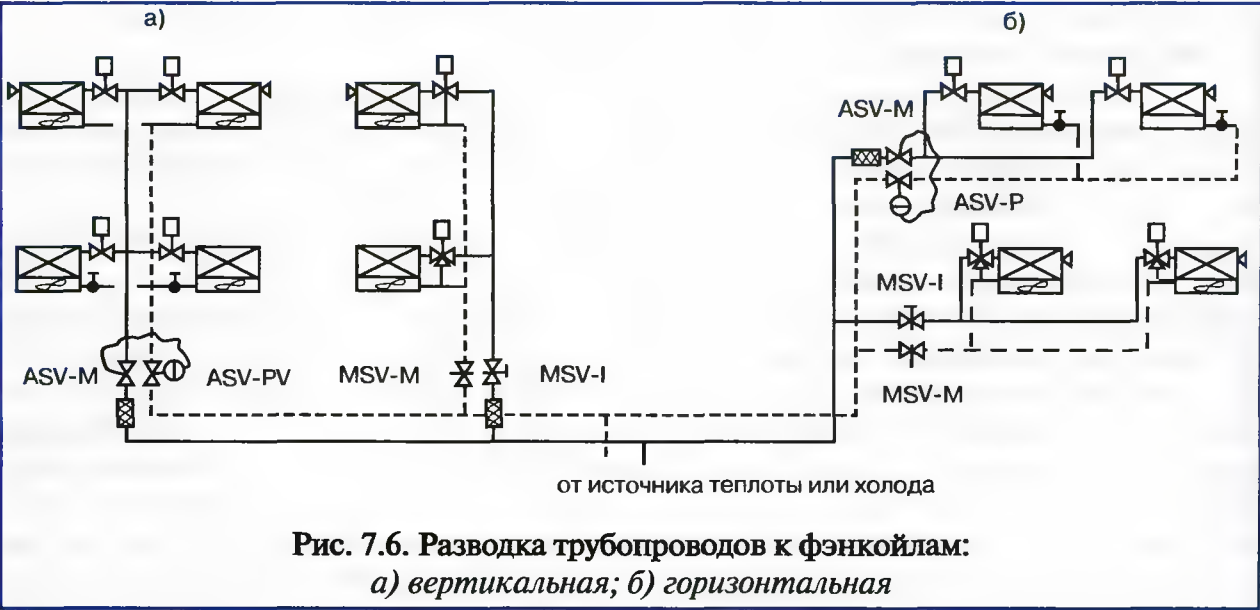


Рис. 7.7. Разводка магистралей системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов:
а) с тупиковым движением теплоносителя; б) с попутным движением теплоносителя

$$\Delta L = \alpha * L * (t_{max} - t_{min}),$$

(1)

где α - коэффициент линейного расширения материала трубы (табл. 7.3), мм/мК;
 L —длина участка трубопровода, м;
 t_{min} — минимальная рабочая температура, °С;
 t_{max} — максимальная рабочая температура, °С;
 ΔL — удлинение трубопровода, мм.

Удлинение труб в зависимости от разности температур может быть определено так же по таблицам или графикам, предоставляемым производителем. Например для армированной полипропиленовой трубы PPR-С (тип 3) PN25 линейное расширение может быть определено по таблице 7.4 или по графику 7.8 [31], для металлопластиковой трубы по графику 7.9 [6].

Таблица 7.4

Таблица линейного расширения (в мм): армированная труба PPR-C (тип 3) PN 25

Длина трубы м	Разность температур $t, ^\circ\text{C}$							
0,5	0,15	0,30	0,45	0,60	0,75	0,90	1,05	1,20
0,6	0,18	0,36	0,54	0,72	0,90	1,08	1,28	1,44
0,7	0,21	0,42	0,63	0,84	1,05	1,26	1,47	1,68
0,8	0,24	0,48	0,72	0,96	1,20	1,44	1,68	1,92
0,9	0,27	0,54	0,81	1,08	1,35	1,62	1,89	2,16
1,0	0,30	0,60	0,90	1,20	1,50	1,80	2,10	2,40
2,0	0,60	1,20	1,80	2,40	3,00	3,60	4,20	4,80
3,0	0,90	1,80	2,70	3,60	4,50	5,40	6,30	7,20
4,0	1,20	2,40	3,60	4,80	6,00	7,20	8,40	9,60
5,0	1,50	3,00	4,50	6,00	7,50	9,00	10,50	12,00
6,0	1,80	3,60	5,40	7,20	9,00	10,80	12,80	14,40
7,0	2,10	4,20	6,30	8,40	10,50	12,60	14,70	16,80
8,0	2,40	4,80	7,20	9,60	12,00	14,40	16,80	19,20
9,0	2,70	5,40	8,10	10,80	13,50	16,20	18,90	21,60
10,0	3,00	6,00	9,00	12,00	15,00	18,00	21,00	24,00

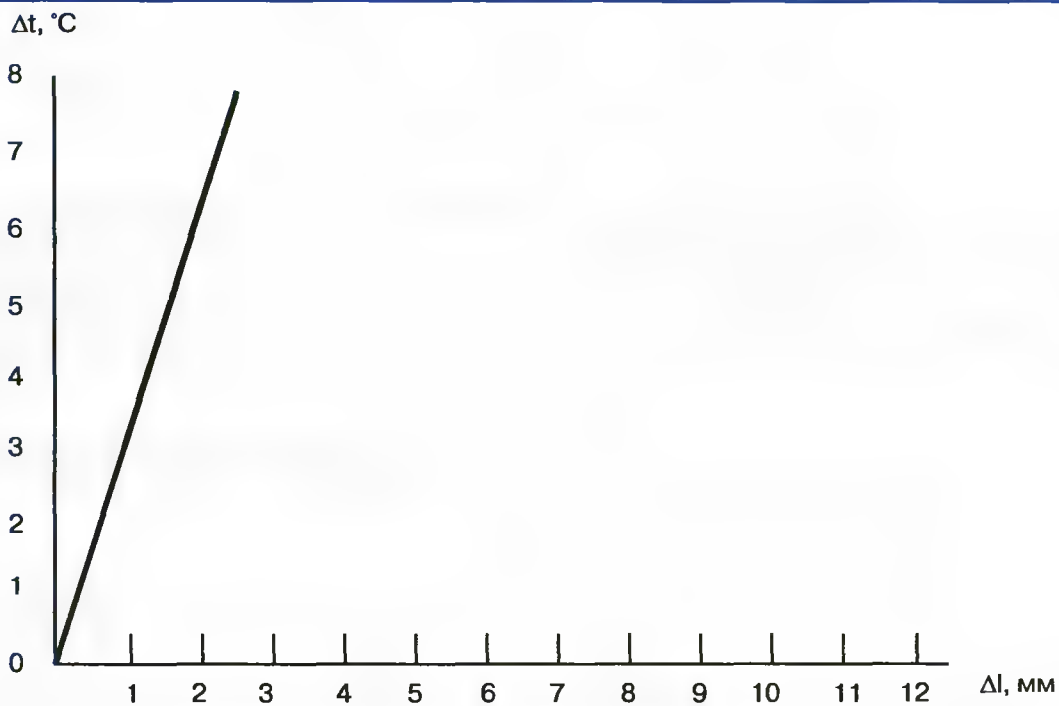


Рис. 7.8. График линейного расширения армированной трубы PPR-C (тип 3) PN 25

Проектирование и монтаж трубопроводов следует выполнить так, чтобы труба могла свободно двигаться в пределах величины расчетного удлинения. Это достигается за счет компенсирующей способности таких элементов трубопроводов, как отводы (самокомпенсация), установкой температурных компенсаторов и правильной расстановкой неподвижных опор. Особенно важно учесть линейное удлинение трубопроводов из полимерных материалов при их прокладке. Первоначально на схеме трубопроводов следует наметить места расположения неподвижных опор с учетом элементов самокомпенсации (отводы, петли при обходе несущей колонны и т. д.). Далее необходимо проверить расчетом компенсирующую способность элементов трубопроводов между неподвижными опорами. Если увеличение длины трубопровода превышает компенсирующую спо-

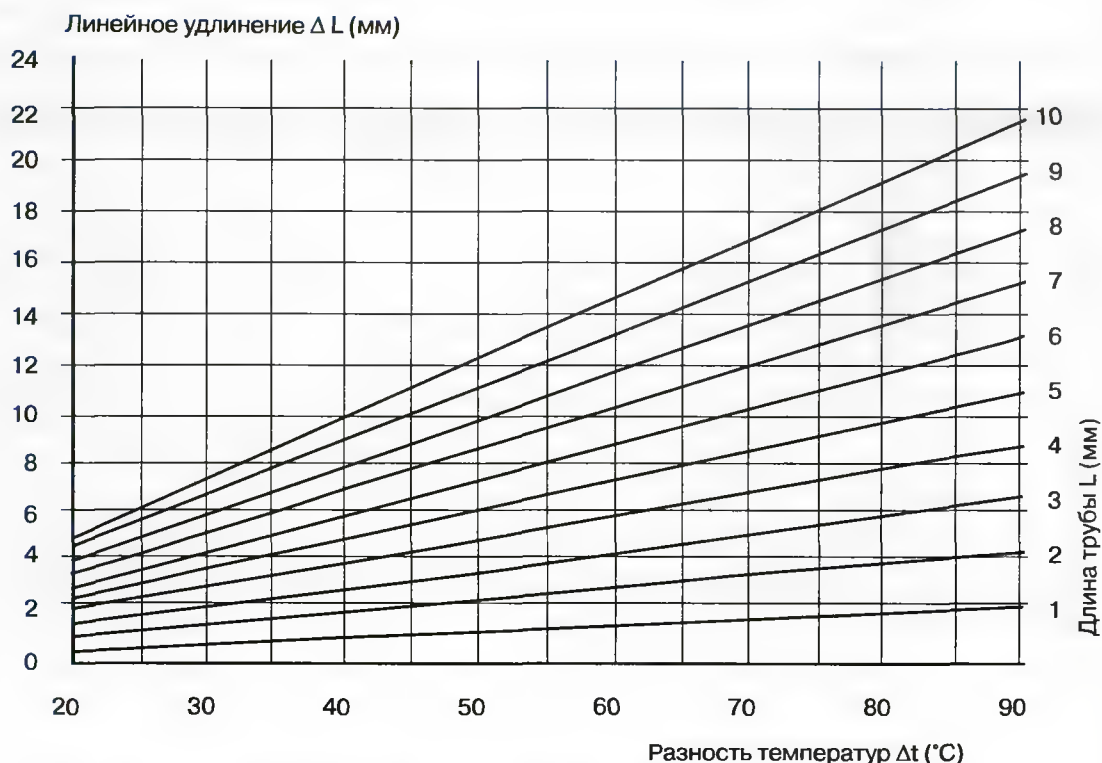


Рис. 7.9. Температурное удлинение металлопластиковой трубы

способность участков самокомпенсации необходимо установить дополнительный компенсатор. Компенсирующие устройства для полипропиленовых трубопроводов выполняются в виде Г-образных элементов (рис. 7.10), П-образных элементов (рис. 7.11) и петлеобразных круговых компенсаторов (рис. 7.12). Расчет компенсирующей способности Г-образных элементов и П-образных элементов производится по эмпирической формуле:

$$L_k = 25\sqrt{d \cdot \Delta L}, \quad (2)$$

где L_k — длина участка Г-образных и П-образных элементов, воспринимающего температурное удлинение трубопровода, мм;
 d — наружный диаметр трубы, мм;
 ΔL — удлинение трубопровода, мм.

Величину компенсирующей способности также можно определить по номограмме на рис. 7.13.

Компенсаторы устанавливаются посередине между неподвижными опорами, делящими трубопровод на участки, температурная деформация которых происходит независимо друг от друга. Неподвижные опоры размещают таким образом, чтобы температурное удлинение участков трубопроводов между опорами не превышало 50 мм. При расстановке неподвижных опор следует учитывать, что перемещение трубы в плоскости перпендикулярной стене, ограничивается расстоянием от поверхности трубы до стены (рис. 7.10). В углах поворотов труб из полимерных материалов следует предусматривать места (компенсационные ниши) для свободного перемещения труб. Для компенсации температурных удлинений трубопроводов PVC-C из поливинилхлорида термическое удлинение трубы длиной до 6 м компенсируется с помощью компенсационной муфты с неподвижной опорой 47НТ и RK48НТ.

Запорная арматура диаметром более 40 мм должна иметь неподвижное крепление к строительным конструкциям для того, чтобы усилия, возникающие при ее использовании не передавались на трубы. Места соединений, арматура и концевые участки труб

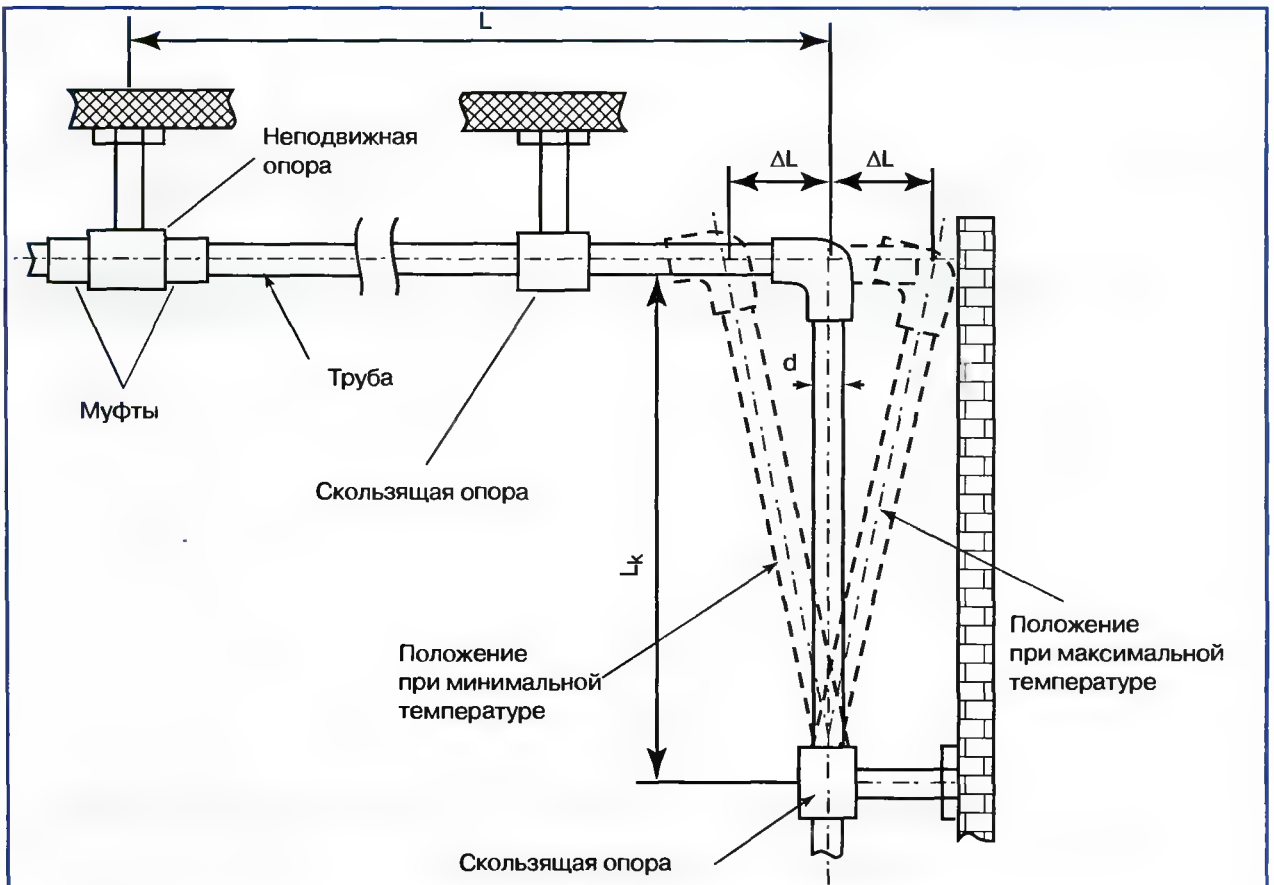


Рис. 7.10. Г-образный компенсатор для полипропиленовой трубы

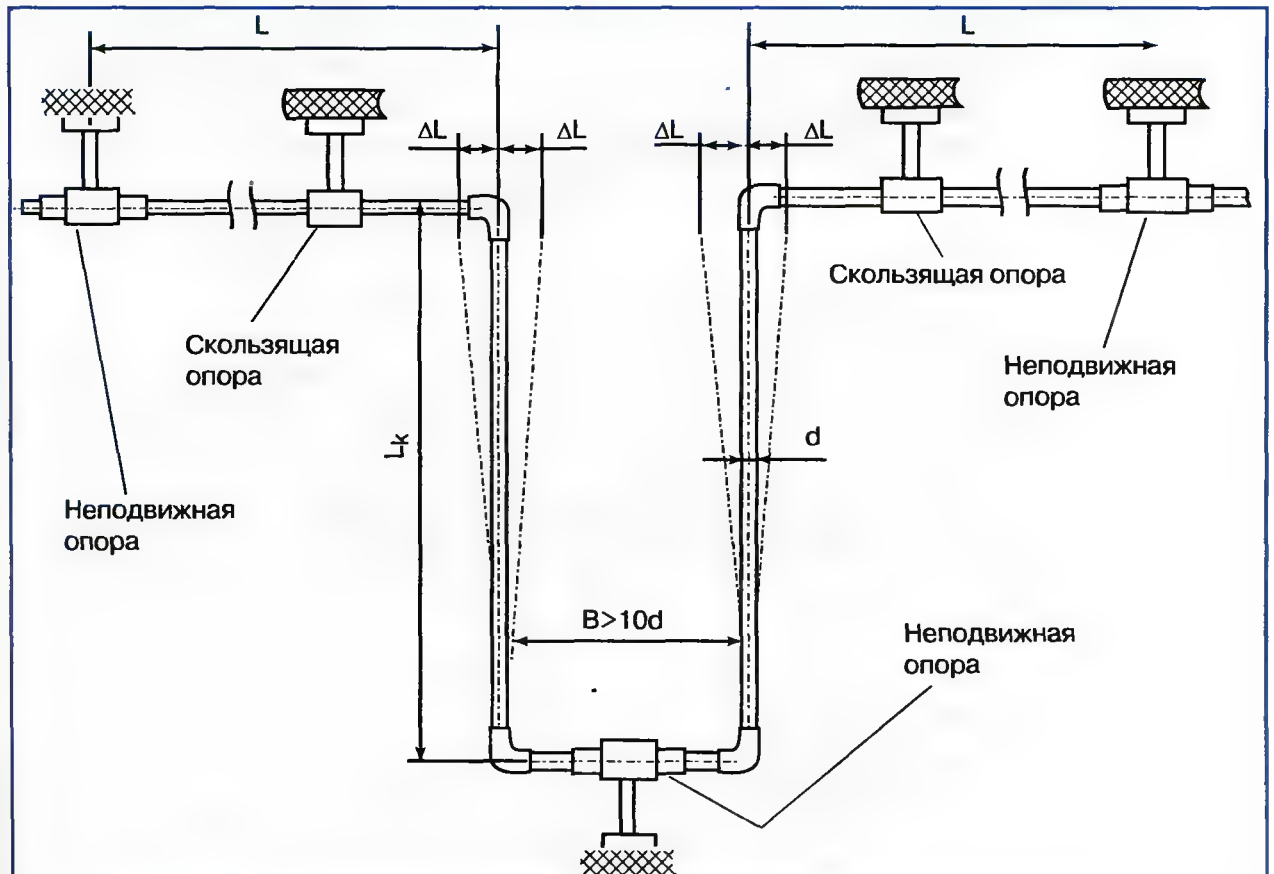


Рис. 7.11. П-образный компенсатор для полипропиленовой трубы

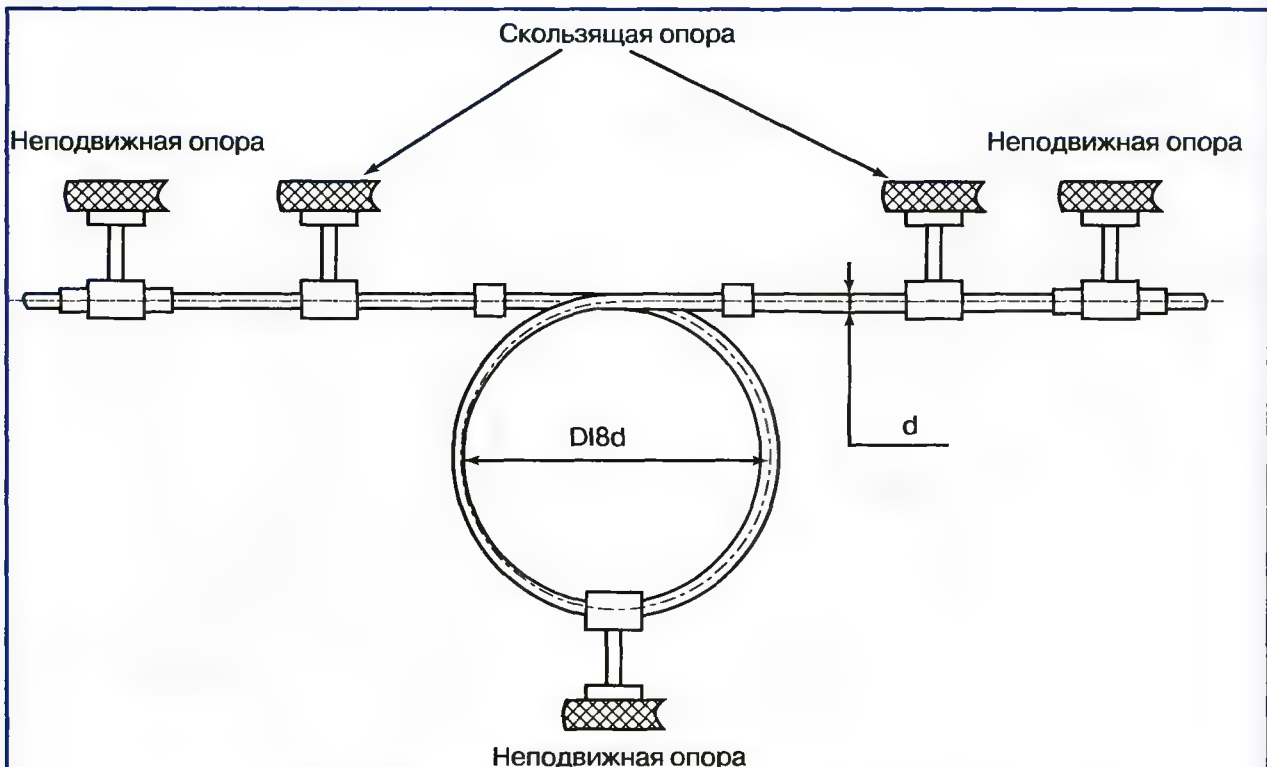


Рис. 7.12. Петлеобразный круговой компенсатор для полипропиленовых труб

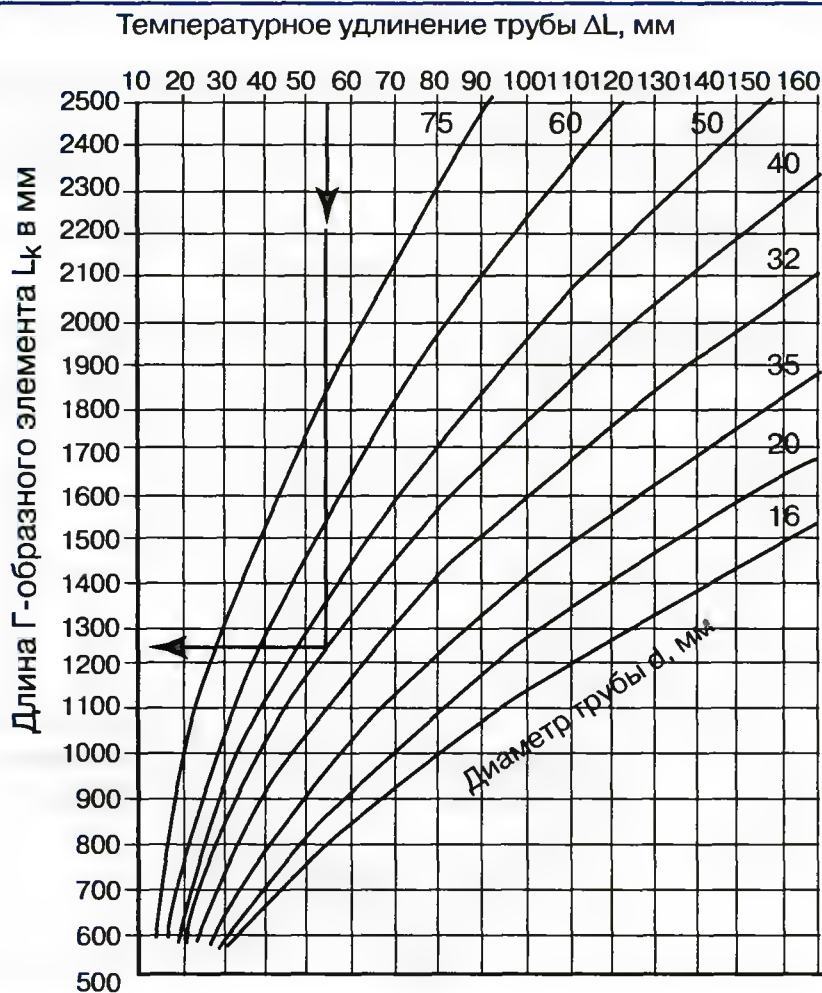


Рис. 7.13. Компенсирующая способность Г-образных и П-образных элементов

должны иметь опоры или подвески. Рекомендуемые расстояния между скользящими опорами определяются исходя из предельного напряжения на изгиб, возникающего в трубе, для горизонтально проложенных трубопроводов приведены в табл. 7.5.

Таблица 7.5.

Рекомендуемые расстояния между скользящими опорами

Номинальный наружный диаметр, мм	Расстояние между опорами, мм		
	Полипропиленовая труба	Полипропиленовая труба армированная	Трубы из полимерных материалов (СНиП 2.04.05-91*)
16	500	1000	500
20	500	1200	500
25	750	1300	600
32	900	1500	600
40	1000	1700	750
50	1200	1700	900
63	1400	2100	1000
75	1500	2100	1100
90	1600	2300	1200

При монтаже трубопроводов системы тепло-холодоснабжения для защиты от образования конденсата при прохождении холодной воды, для уменьшения потерь холода и теплоты при транспортировке трубопроводы необходимо изолировать.

Трубная изоляция поставляется в виде полых серых трубок с продольным технологическим разрезом стандартной длиной 2 м. Соединение трубок после монтажа может быть с помощью скотча, самоклеющимся швом, пластиковым замком-защелкой. Внутренний диаметр составляет от 12 до 114 мм, размерный ряд соответствует наиболее распространенным диаметрам стальных, медных и пластиковых труб. Толщина изоляции 6, 9, 13, 20 и 25 мм выбирается в зависимости от условий эксплуатации. Фирмы производители предоставляют программу расчета толщины теплоизоляционного слоя для любых типов поверхности из условия невыпадения конденсата или снижения потерь энергии согласно СНиП 2.04.14-88* «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».

Арматура запорная, регулирующая

Для полного отключения отдельных стояков или горизонтальных ответвлений и спуска тепло-холодоносителя, если потребуются проводить ремонтные работы в период эксплуатации системы, необходима запорная и спускная арматура. Балансировочные клапаны, кроме функции поддержания постоянного перепада давлений и расхода тепло-холодоносителя для обеспечения гидравлической устойчивости системы, выполняют также функции запорной и спускной арматуры.

На магистралях для отключения отдельных частей системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов, если нет необходимости в установке балансировочных клапанов, устанавливают краны шаровые или затворы дисковые поворотные. Для спуска тепло-холодоносителя в пониженных местах на магистралях устанавливают краны спускные.

Запорную арматуру размещают на ответвлениях и главных подающих и обратных магистралях, до и после фэнкойлов и теплообменников, циркуляционных насосов, регулирующих клапанов на магистралях, на обводных линиях. После насоса также устанавливают обратный клапан для предотвращения движения в обратном направлении перемещаемой среды. Перед регулирующей арматурой на магистралях, расходомерами, насосами, теплообменниками и другими устройствами с повышенными требованиями

к чистоте проходящей через них среды устанавливают сетчатые фильтры. Фильтры должны устанавливаться так, чтобы направление стрелки на корпусе совпадало с направлением среды и сливное отверстие в крышке было обращено вниз.

Для регулирования тепло-холодопроизводительности фэнкойлов применяется регулирующая арматура. Отдельные фирмы-изготовители поставляют фэнкойлы в комплекте с регулирующей арматурой, другие предоставляют проектировщику самому выбрать способ управления и соответствующие регулирующие устройства (см. раздел IV).

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Общие принципы гидравлического расчета

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло- и холодоснабжения фэнкойлов выполняют с целью определения расчетного циркуляционного давления для всех циркуляционных колец, выбора диаметров трубопроводов, достаточных для пропуска заданного количества тепло-холодоносителя, при действующем циркуляционном давлении и гидравлической увязке отдельных циркуляционных колец. Гидравлический расчет в двухтрубных системах тепло-холодоснабжения фэнкойлов выполняют для определяющего режима охлаждения с проверкой для режима отопления. В четырехтрубных системах гидравлический расчет выполняют для каждого контура циркуляции: отопления и охлаждения (раздел IV).

Перед гидравлическим расчетом проводят расчет и подбор регулирующих клапанов, устанавливаемых на трубопроводах фэнкойлов.

Потери давления на участках определяют способом удельных линейных потерь давления на трение по формуле:

$$\Delta P = Rl + Z, \text{ кПа}, \quad (3)$$

где R — удельная линейная потеря давления на трение, Па/м;

l — длина участка, м;

Z — потери давления на местных сопротивлениях на участке.

Удельная линейная потеря давления на трение определяется по формуле:

$$R = \frac{\lambda v^2}{d \cdot 2} \rho, \quad (4)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения;

d — диаметр трубопровода, м;

v — скорость движения тепло-холодоносителя, м/с;

ρ — плотность тепло-холодоносителя, определяется для воды по табл. 7.6 [3] в зависимости от ее температуры, для раствора этиленгликоля в зависимости от температуры и концентрации по табл. 7.7 [3].

Значение коэффициента гидравлического трения зависит от режима движения (ламинарного или турбулентного) жидкости в трубопроводах, определяемого значением критерия Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (5)$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости, изменяющаяся в зависимости от температуры и концентрации растворенного вещества для водных растворов, м²/с.

Таблица 7.6

Плотность и кинематическая вязкость воды в зависимости от температуры при давлении 101,3 кПа

Температура, °С	Плотность, кг/м³	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ м²/с
0	999.9	1.789
10	999.7	1.306
20	998.2	1.006
30	995.7	0.805
40	992.2	0.659
50	988.1	0.556
60	983.1	0.478
70	977,8	0.415
80	971.8	0.365
90	965,3	0.326
100	958.4	0.295

Таблица 7.7.

Плотность, кинематическая вязкость и удельная теплоемкость водного раствора этиленгликоля в зависимости от температуры и концентрации раствора

Температура, °С	Плотность, кг/м³	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ м²/с	Удельная теплоемкость c_p , кДж/кг К
Концентрация 38.8%, температура замерзания –26 °С			
50	1050	1.12	3.69
20	1050	2.63	3.57
0	1050	5.32	3.53
-10	1050	8.25	3.48
-15	1050	10.3	3.46
-20	1050	13.5	3.44
-25	1050	17.8	3.55
Концентрация 42.6 %, температура замерзания –29 °С			
50	1055	1.3	3.61
20	1055	2.78	3.48
0	1055	5.85	3.44
-10	1055	9.1	3.4
-20	1055	11.7	3.38
-25	1055	15.2	3.36
-30	1055	20.5	3.33
Концентрация 46.4 %, температура замерзания –33 °С			
50	1060	1.48	3.53
20	1060	3.24	3.4
0	1060	6.28	3.36
-10	1060	10.2	3.32
-15	1060	13.0	3.29
-20	1060	17.2	3.27
-25	1060	22.6	3.25
-30	1060	30.5	3.23

При турбулентном режиме движения жидкости ($Re > 3000$) различают несколько областей сопротивлений:

- область гидравлически гладких труб, коэффициент сопротивления трения зависит только от значения критерия Рейнольдса;
- переходная область, коэффициент сопротивления трения зависит от значения критерия Рейнольдса и от величины относительной эквивалентной шероховатости $\frac{k_э}{d}$;
- область гидравлически шероховатых труб (квадратичная область). Коэффициент сопротивления трения зависит только от величины относительной эквивалентной шероховатости $\frac{k_э}{d}$.

Коэффициент абсолютной эквивалентной шероховатости для трубопроводов приведен в таблице 7.8.

Таблица 7.8.

**Коэффициент абсолютной эквивалентной шероховатости трубопроводов
в зависимости от материала труб**

Трубопроводы	Коэффициент эквивалентной шероховатости k , мм
Стальные трубы новые	0,2
Медные трубы	0,0015
Полипропиленовые трубы	0,003-0,005

К области гидравлически гладких труб относятся технически гладкие трубы (медные, латунные, стеклянные и др.) во всем диапазоне их практического использования по критериям Рейнольдса, а так же стальные трубы до значений критерия Рейнольдса ориентировочно равных

$$Re = 20 \frac{d}{k_э} \quad (6)$$

Верхняя граница переходной области ориентировочно определяется выражением:

$$Re = 500 \frac{d}{k_э} \quad (7)$$

При насосной циркуляции тепло-холодоносителя чаще всего наблюдается турбулентный режим движения в переходной его области, по утверждению некоторых авторов даже для медных и полимерных труб. Для определения коэффициента гидравлического трения за рубежом используют универсальную для всех областей сопротивлений формулу Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k_э}{3,71d} \right), \quad (8)$$

на основании которой составлена номограмма для определения λ , представленная на рис. 7.14

В отечественной практике применяется универсальная формула Альтшуллера:

$$\lambda = 0,1 \left(\frac{1,46 k_э}{d} + \frac{100}{Re} \right)$$

которой соответствует номограмма на рис. 7.15.

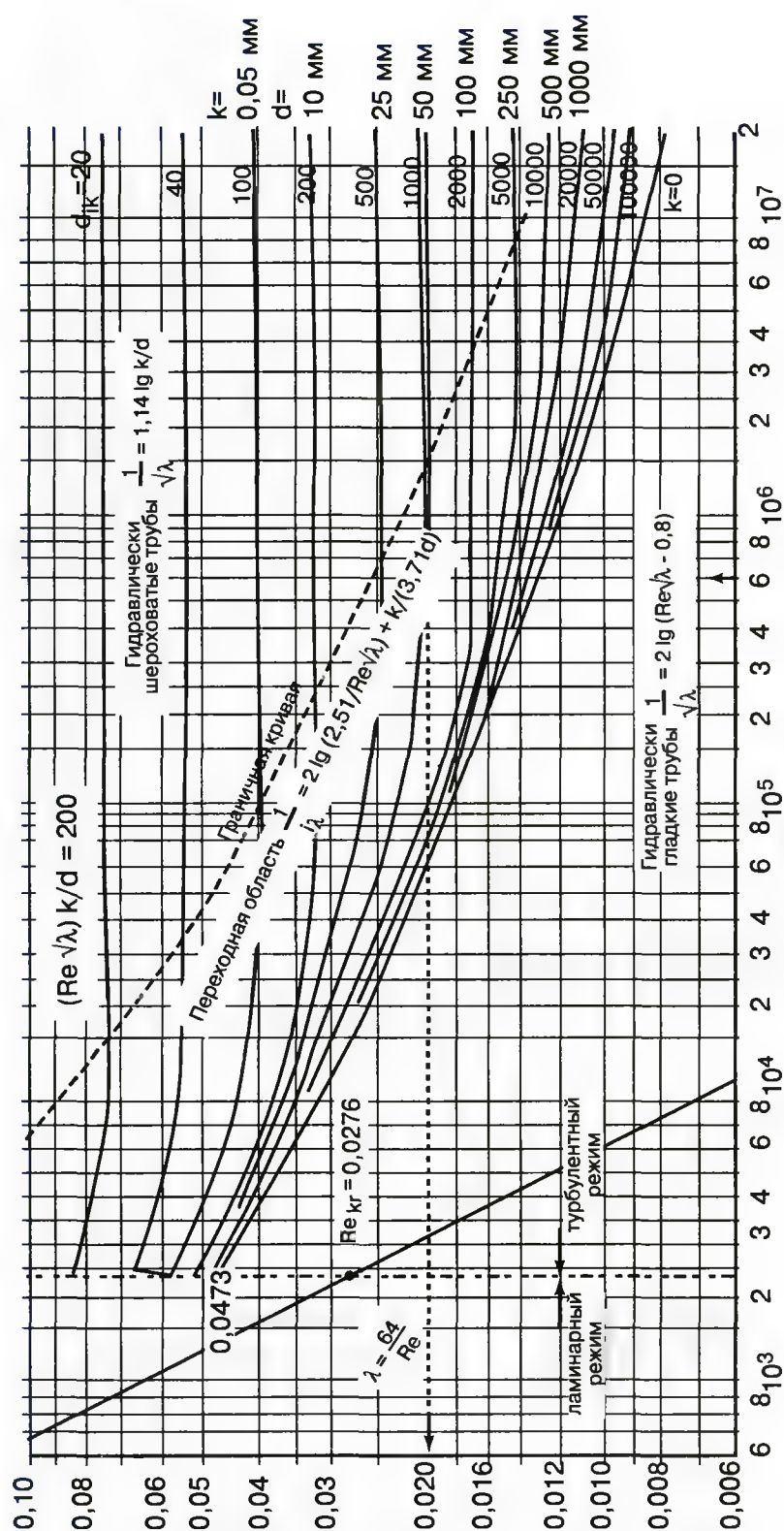


Рис. 7.14. Коэффициент гидравлического трения λ (Колбрук)

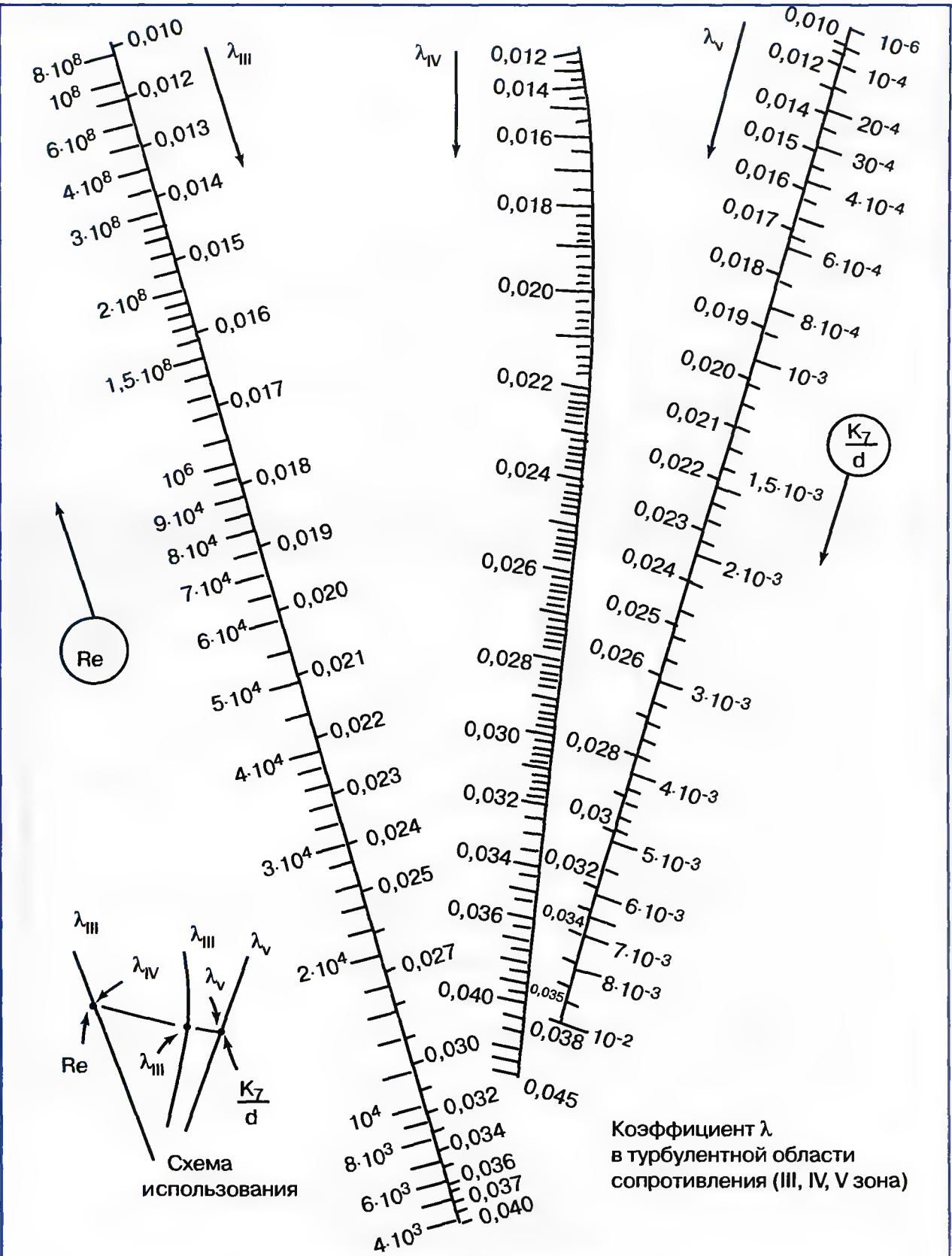


Рис. 7.15. Коэффициент гидравлического трения (Альтшуль):
III — область гидравлически гладких труб; IV — область переходная; V — гидравлически шероховатые трубы

Если скорость движения среды v выразить через массовый расход холодо-теплоносителя на участке G , кг/с, то получим выражение для удельной линейной потери давления:

$$R = 0,81 \frac{\lambda}{d^5} \frac{G^2}{\rho}. \quad (10)$$

При наличии программы гидравлического расчета с полной базой данных по трубопроводам и фэнкойлам, для соответствующей температуры тепло-холодоносителя гидравлический расчет значительно упрощается, на него затрачивается значительно меньше времени. Чаще всего подобные программы разработаны для расчета систем отопления, отличающихся по параметрам теплоносителей от системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов, в базе данных обычно отсутствуют фэнкойлы, иногда отсутствуют необходимые трубопроводы, хотя при открытой базе данных возможно ее дополнение.

Практически для определения удельных потерь давления на трение используют номограммы или таблицы, составленные для конкретных трубопроводов с определенным значением коэффициента эквивалентной шероховатости, учитывающие зависимость коэффициента гидравлического трения от режима движения, составленные для определенной температуры тепло-холодоносителя.

В справочной литературе приводятся таблицы для гидравлического расчета стальных водогазопроводных труб с коэффициентом эквивалентной шероховатости $k_z = 0,2$ мм при температуре теплоносителя 95(105)-70 °С, применяемые традиционно для расчета систем отопления (таблица II.1 приложения II справочника [7]) и таблицы гидравлического расчета Шевелева Ф.А. и Шевелева А.Ф. для стальных водогазопроводных новых труб и полиэтиленовых труб при температуре холодной воды +10°С, применяемые для расчета водопроводов [41].

Фирмы-производители медных трубопроводов и трубопроводов из полимерных материалов предоставляют номограммы, составленные для двух значений температуры воды: 10°С и 60°С, ориентированные на параметры воды в системах холодного и горячего водоснабжения или низкотемпературного отопления. С изменением температуры воды меняется ее плотность и коэффициент кинематической вязкости: с увеличением температуры ее плотность и кинематическая вязкость уменьшаются, в результате потери давления на трение с ростом температуры уменьшаются. При средней температуре воды в системе холодоснабжения +10°С могут быть использованы соответствующие таблицы и номограммы. Если параметры теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов выбраны отличными от традиционных параметров в системе отопления 95-70°С, следует выбирать таблицы и номограммы для температуры воды, которая ниже или равна температуре воды в системе теплоснабжения, в первом случае потери давления будут определены с некоторым запасом. Таблицами гидравлического расчета для систем отопления при параметрах отличных от 95(105)-70 °С пользоваться не следует.

Для определения удельных линейных потерь давления в медных трубопроводах с коэффициентом эквивалентной шероховатости 0.0015 мм, могут быть использованы номограммы, основанные на формуле Колбрука для определения коэффициента гидравлического трения. На рис. 7.16 номограмма составлена для температуры воды +10°С, ошибка при температуре 0°С составляет не более +10%, при температуре +55°С не более -25%, на рис. 7.17 номограмма, составлена для температуры воды 80°С.

На рис.7.18, и 7.19 представлены соответственно номограммы для гидравлического расчета полипропиленовых трубопроводов PPR-C (PN10, PN20) с коэффициентом эквивалентной шероховатости $k_z = 0,004$ мм при температуре воды 10°С [31]. Для расчета трубопроводов PN25 могут быть использованы номограммы на рис. 7.19, так как сортамент трубопроводов PN20 и PN25 совпадает.

Удельные потери давления на трение в медных трубопроводах

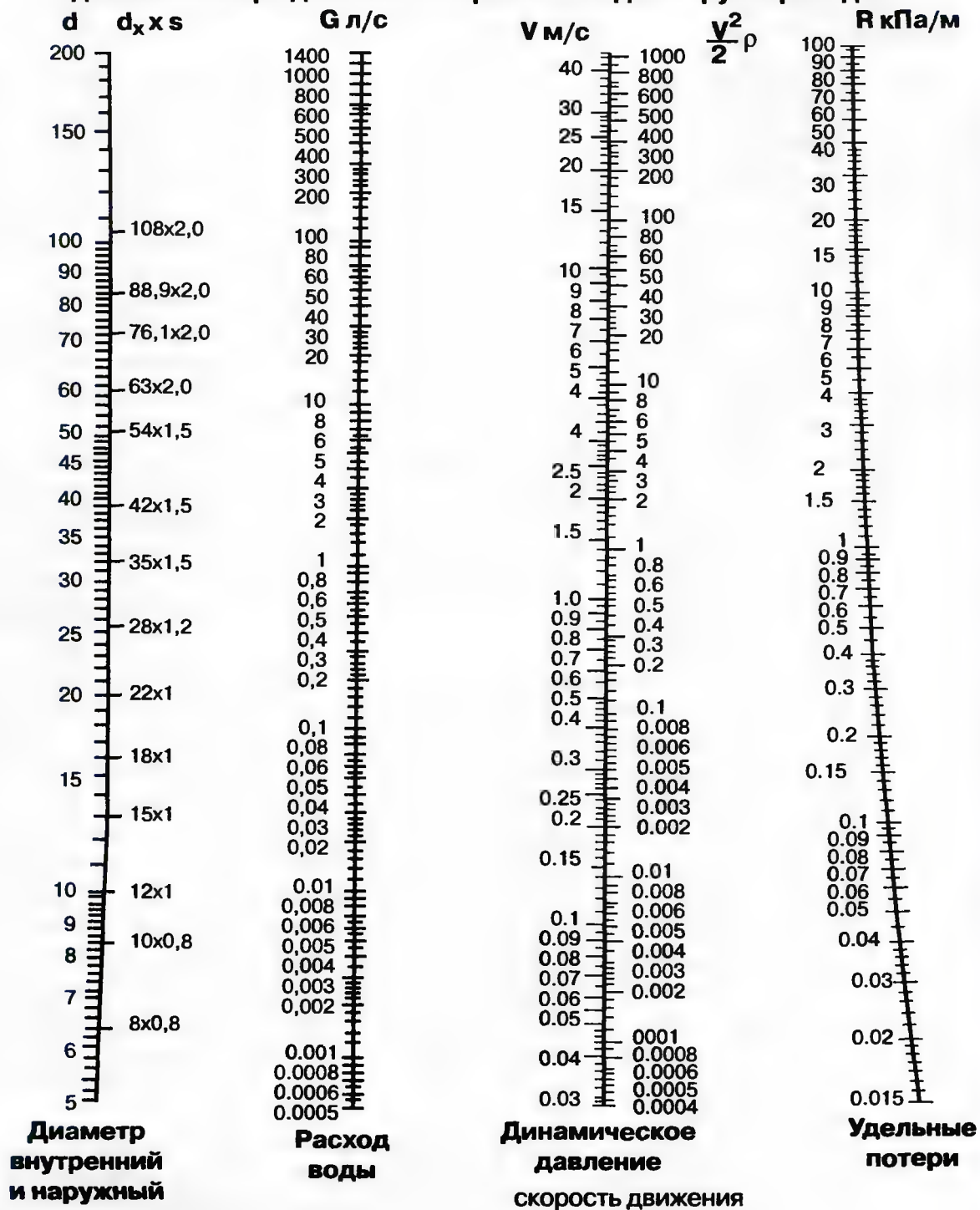


Рис. 7.16. Удельные потери давления на трение в медных трубопроводах (температура воды 10°C, $\kappa_j=0,0015$ мм)

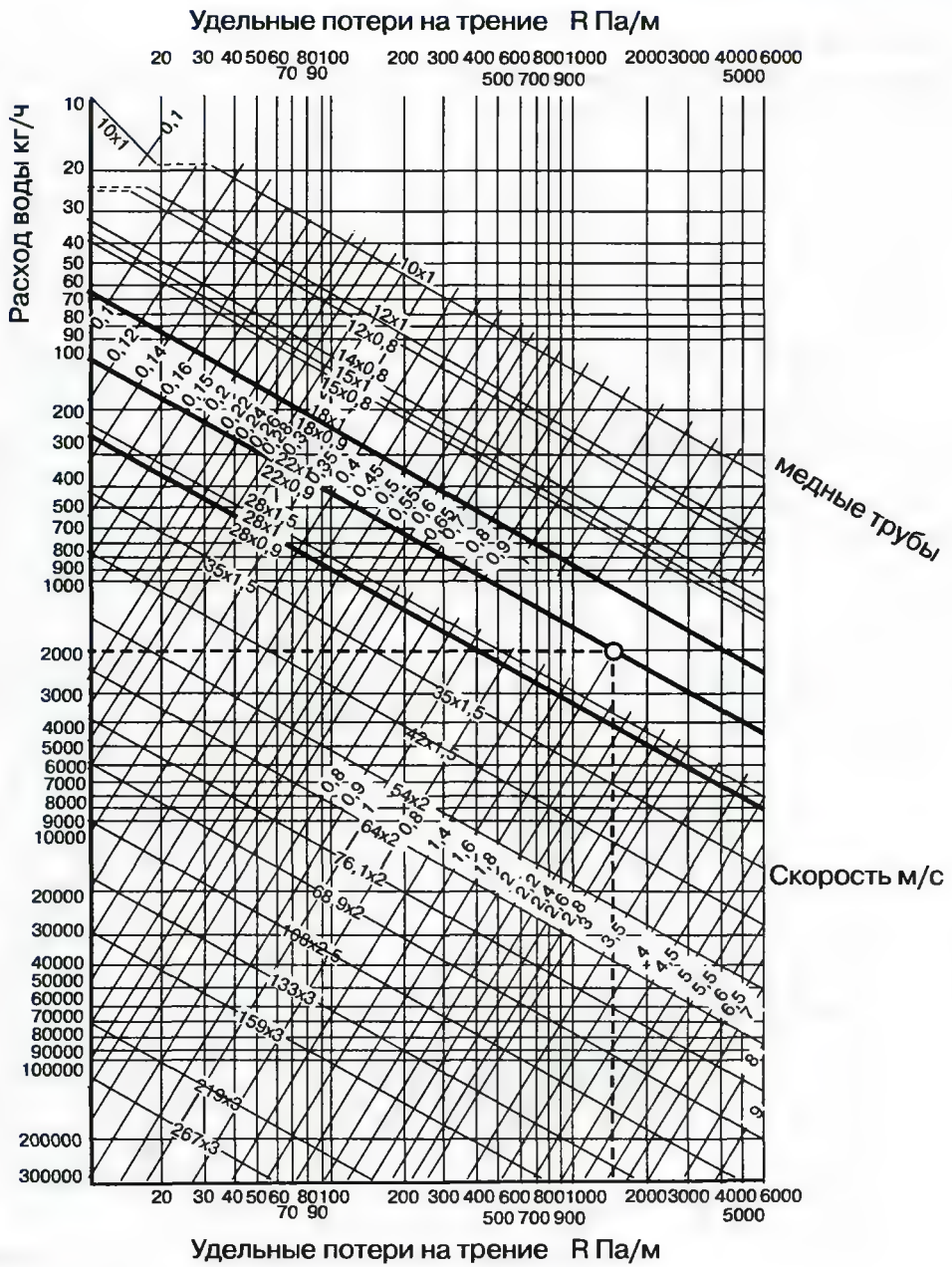


Рис. 7.17. Удельные потери давления на трение в медных трубопроводах
(температура воды 80°C , $K_s = 0,0015 \text{ мм}$)

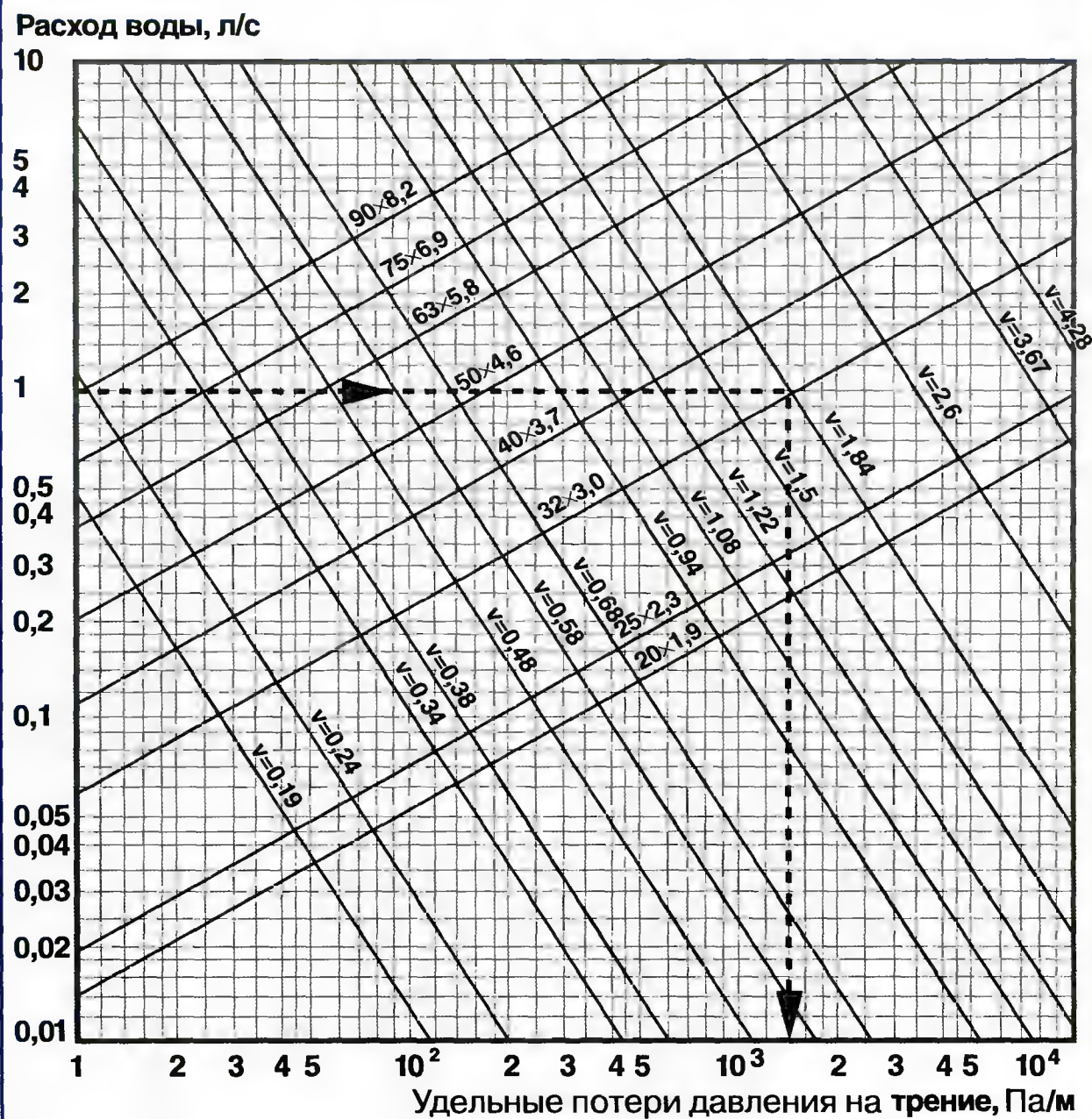


Рис. 7.18. Удельные потери давления на трение в полипропиленовых трубопроводах PPR-C (PN10)

Расход воды, л/с

10

5

4

3

2

1

0,5

0,4

0,3

0,2

0,1

0,05

0,04

0,03

0,02

0,01

0,01

0,02

0,03

0,04

0,05

0,06

0,07

0,08

0,09

0,1

0,11

0,12

0,13

0,14

0,15

0,16

0,17

0,18

0,19

0,2

0,21

0,22

0,23

0,24

0,25

0,26

0,27

0,28

0,29

0,3

0,31

0,32

0,33

0,34

0,35

0,36

0,37

0,38

0,39

0,4

0,41

0,42

0,43

0,44

0,45

0,46

0,47

0,48

0,49

0,5

0,51

0,52

0,53

0,54

0,55

0,56

0,57

0,58

0,59

0,6

0,61

0,62

0,63

0,64

0,65

0,66

0,67

0,68

0,69

0,7

0,71

0,72

0,73

0,74

0,75

0,76

0,77

0,78

0,79

0,8

0,81

0,82

0,83

0,84

0,85

0,86

0,87

0,88

0,89

0,9

0,91

0,92

0,93

0,94

0,95

0,96

0,97

0,98

0,99

1

1,01

1,02

1,03

1,04

1,05

1,06

1,07

1,08

1,09

1,1

1,11

1,12

1,13

1,14

1,15

1,16

1,17

1,18

1,19

1,2

1,21

1,22

1,23

1,24

1,25

1,26

1,27

1,28

1,29

1,3

1,31

1,32

1,33

1,34

1,35

1,36

1,37

1,38

1,39

1,4

1,41

1,42

1,43

1,44

1,45

1,46

1,47

1,48

1,49

1,5

1,51

1,52

1,53

1,54

1,55

1,56

1,57

1,58

1,59

1,6

1,61

1,62

1,63

1,64

1,65

1,66

1,67

1,68

1,69

1,7

1,71

1,72

1,73

1,74

1,75

1,76

1,77

1,78

1,79

1,8

1,81

1,82

1,83

1,84

1,85

1,86

1,87

1,88

1,89

1,9

1,91

1,92

1,93

1,94

1,95

1,96

1,97

1,98

1,99

2

2,01

2,02

2,03

2,04

2,05

2,06

2,07

2,08

2,09

2,1

2,11

2,12

2,13

2,14

2,15

2,16

2,17

2,18

2,19

2,2

2,21

2,22

2,23

2,24

2,25

2,26

2,27

2,28

2,29

2,3

2,31

2,32

2,33

2,34

2,35

2,36

2,37

2,38

2,39

2,4

2,41

2,42

2,43

2,44

2,45

2,46

2,47

2,48

2,49

2,5

2,51

2,52

2,53

2,54

2,55

2,56

2,57

2,58

2,59

2,6

2,61

2,62

2,63

2,64

2,65

2,66

2,67

2,68

2,69

2,7

2,71

2,72

2,73

2,74

2,75

2,76

2,77

2,78

2,79

2,8

2,81

2,82

2,83

2,84

2,85

2,86

2,87

2,88

2,89

Потери давления на местных сопротивлениях определяют по формуле:

$$Z = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (11)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (тройников, отводов, задвижек, шаровых кранов, вентилей и т.п.);

Коэффициенты местных сопротивлений (КМС) определяют по табл. II.10-II.20 справочника [7] для стальных трубопроводов, по табл. 7.9 для полипропиленовых трубопроводов, по табл. 7.10 для металлопластиковых трубопроводов; КМС тройников и крестовин, которые находятся на границе двух участков, относят к участку с меньшим расходом воды.

Гидравлическое сопротивление шаровых кранов, дисковых затворов, обратных клапанов, сетчатых фильтров определяют по формуле:

$$\Delta P = \left(\frac{0,01G}{k_v} \right)^2 \quad (12)$$

где ΔP — потеря давления, кПа;

G — расчетный расход тепло-холодоносителя на участке, где установлена арматура $\text{м}^3/\text{ч}$;

k_v — условная пропускная способность шарового крана, дискового затвора, обратного клапана, сетчатого фильтра, приведенная в таблицах технического описания арматуры, $\text{м}^3/\text{ч}$.

При гидравлическом расчете следует учитывать потери давления в испарителе чиллера или в теплообменнике. Потери давления в испарителе чиллера определяют по графикам, приводимым в каталогах фирм-производителей для конкретного чиллера в зависимости от расхода тепло-холодоносителя. Пример такого графика для чиллеров CLIVET WRA 292-422 приведен на рис. 7.20. Потери давления в пластинчатом теплообменнике определяют при его расчете с помощью компьютерной программы. Ориентировочно они могут быть приняты 20-30 кПа.

Иногда в системе тепло-холодоснабжения используются в качестве тепло-холодоносителя незамерзающие растворы этиленгликоля, пропиленгликоля и другие, теплофизические свойства которых отличны от теплофизических свойств воды. На потери давления оказывают влияние плотность среды и кинематическая вязкость. Кинематическая вязкость учитывается при определении критерия Рейнольдса и коэффициента гидравлического трения. С увеличением кинематической вязкости по сравнению с водой уменьшается критерий Рейнольдса и увеличивается коэффициент гидравлического трения, с увеличением плотности уменьшаются удельные потери давления на трение, суммарное действие двух факторов приводит к увеличению удельных линейных потерь давления. Физические свойства водного раствора этиленгликоля в зависимости от концентрации и температуры: кинематическая вязкость жидкости и ее плотность приведены в таблице 7.7, физические свойства пропиленгликоля могут быть определены по рис. 7.21 [17].

Коэффициент, учитывающий увеличение потерь давления в гидравлической сети по сравнению с перемещением воды, может быть определен с помощью рис. 7.22 [17].

При использовании раствора этиленгликоля в испарителе, или для чиллеров WRH в испарителе и конденсаторе, изменяется в зависимости от концентрации раствора целый ряд параметров работы чиллера, в том числе, расход раствора через теплообменники чиллера и падение давления в теплообменниках (испарителе и конденсаторе).

В каталогах фирм-производителей приводятся поправочные коэффициенты на соответствующие параметры. Пример поправочных коэффициентов для чиллеров

Таблица 7.9

**Коэффициенты местного сопротивления
для соединительных деталей из полипропилена PPR-C**

Деталь	Обозначение	Примечание	Коэффициент
Муфта			0,25
Муфта переходная		Уменьшение на 1 размер	0,40
		Уменьшение на 2 размера	0,50
		Уменьшение на 3 размера	0,60
		Уменьшение на 4 размера	0,70
Угольник 90°			1,20
Угольник 45°			0,50
Тройник		Разделение потока	1,20
		Соединение потока	0,80
Крестовина		Соединение потока	2,10
		Разделение потока	3,70
Муфта комб.вн.рез.			0,50
Муфта комб.нар.рез.			0,70
Угольник комб.вн.рез.			1,40
Угольник комб.нар.рез.			1,60
Тройник комб.вн.рез.			1,40-1,80
Вентиль		20 мм	9,50
		25 мм	8,50
		32 мм	7,60
		40 мм	5,70

Таблица 7.10

Коэффициенты местного сопротивления для соединительных деталей металлопластиковых трубопроводов

№ п.п.	Детали	Схематическое изображение деталей	Значение коэффициента
1	Отвод с радиусом закругления >5d 90° 45°		0,3-0,5
2	Тройники на проход		0,5
3	на ответвление 90°		1,5
4	на слияние 90°		1,5
5	на разделение потока		3,0
6	Крестовина: на проход		2,0
7	на ответвление		3,0
8	Отступ		0,5
9	Обход		1,0

Потери давления

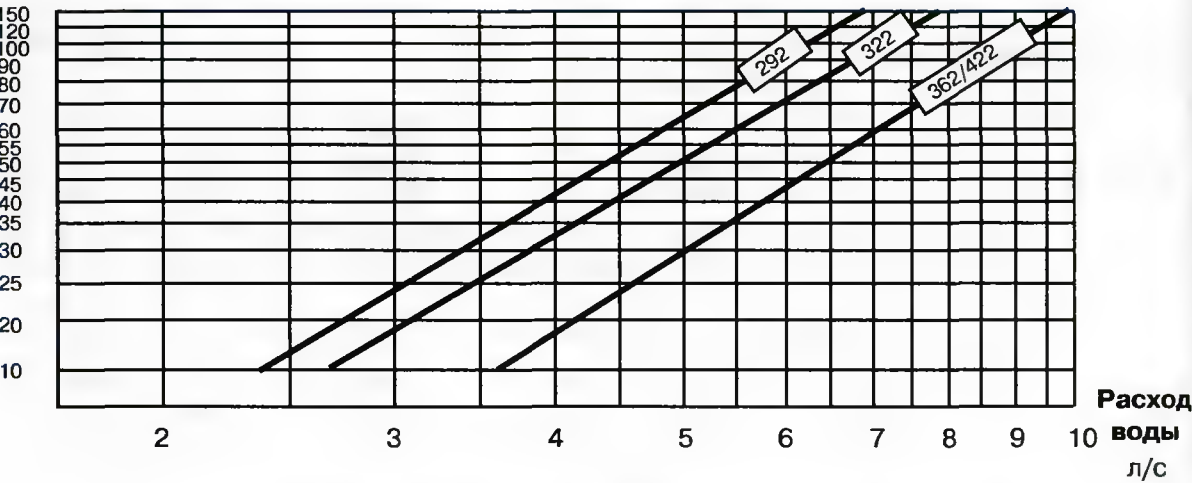


Рис. 7.20. Потери давления в испарителе чиллеров WRA 292-422

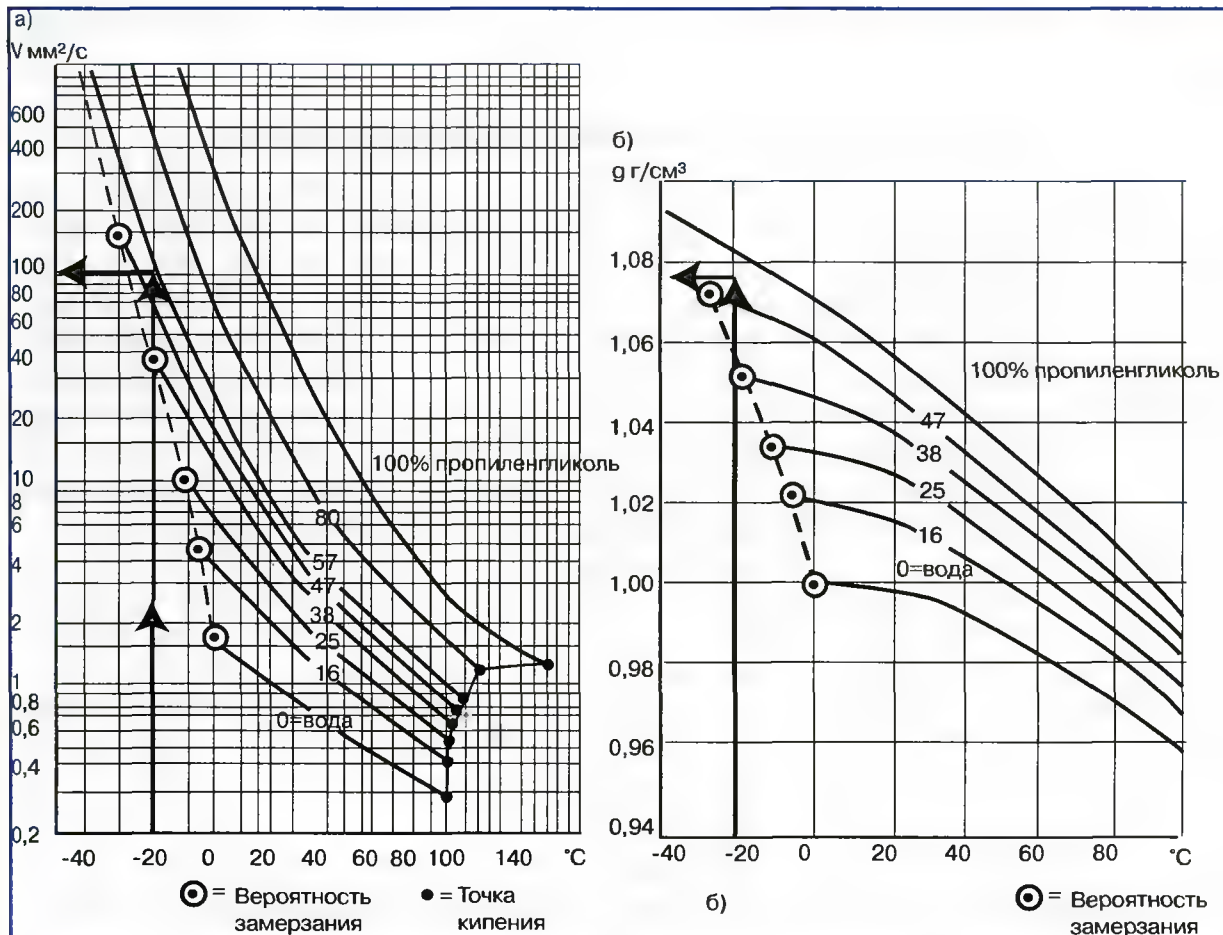


Рис. 7.21. Физические свойства водного раствора пропиленгликоля в зависимости от концентрации и температуры:
а) кинематическая вязкость; б) плотность

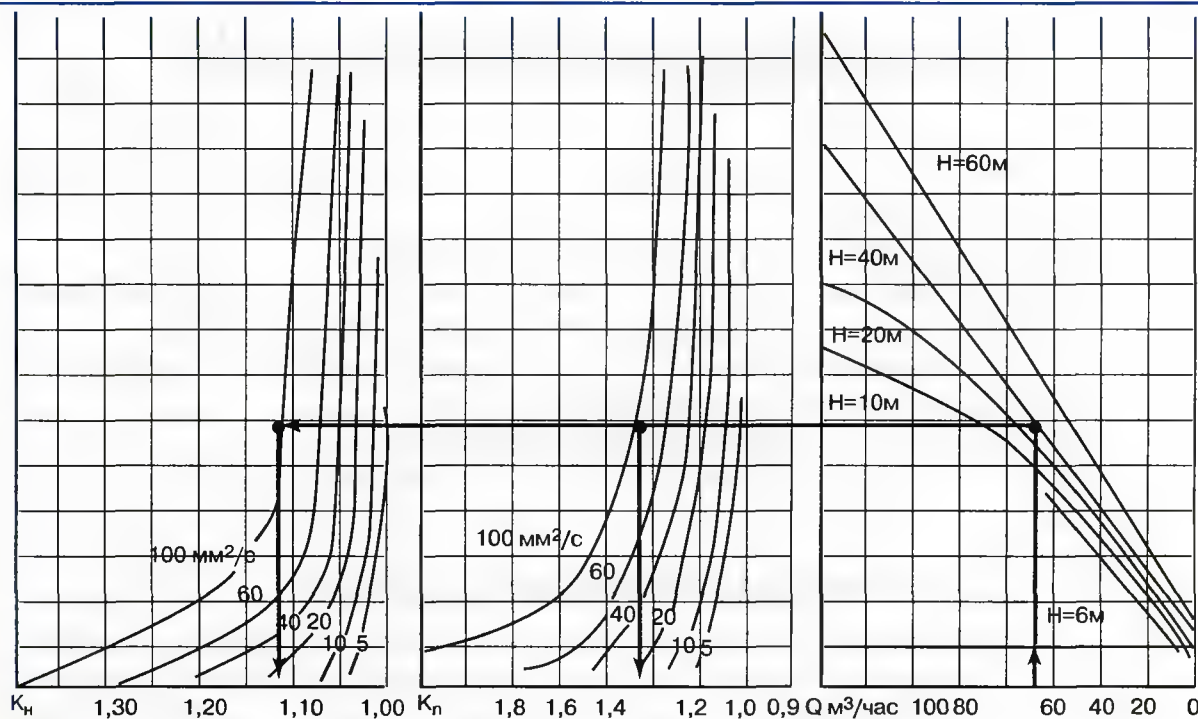


Рис. 7.22. Графики для определения коэффициента K_H , учитывающего увеличение потерь давления в гидравлической сети, и коэффициента K_{Π} , учитывающего увеличение мощности электродвигателя насоса (по сравнению с водой) при одинаковом расходе.

WRA 292–604 приводится в таблице 6.2 раздела VI, чиллеров WSAW 2.90–2.200 в таблице 6.1 раздела VI.

Подготовка к расчету схемы системы тепло-холодоснабжения

Первым этапом гидравлического расчета является подготовка схемы системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов. На схему системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов наносят нагрузки по холоду (теплоте) каждого фэнкойла, которые равняются расчетным нагрузкам по холоду (теплоте) на местные агрегаты помещений, определенные на основе построения процессов на I-d диаграмме в разделе III. Затем путем последовательного суммирования определяют нагрузки по холоду (теплоте) всех участков трубопроводов, а также наносят длины всех этих участков. Расчетным участком называется отрезок трубопровода одного диаметра с постоянным расходом тепло-холодоносителя. Общую холодильную (тепловую) мощность помещений здания определяют последовательным суммированием нагрузок по холоду (теплоте) параллельных участков системы Q_{xi} :

$$Q_x = \sum_{i=1}^n Q_{xi}, \text{ Вт.} \quad (13)$$

Для нахождения расчетных расходов тепло-холодоносителя на участках системы следует определить весовые коэффициенты для каждого участка, как:

$$\varphi_i = \frac{Q_{xi}}{Q_x}. \quad (14)$$

После этого рассчитывают расчетные расходы тепло-холодоносителя на участках:

$$G_i = \varphi_i \cdot G, \text{ кг/ч.} \quad (15)$$

где G — общий расход тепло-холодоносителя в системе, определяемый по формуле, кг/ч:

$$G = \frac{1,1 \cdot 3,6 Q_x}{c_x (t_{жк} - t_{жн})}, \quad (16)$$

где c_x — удельная теплоемкость жидкости, используемой в качестве тепло-холодоносителя, кДж/кг К;

$t_{жн}, t_{жк}$ — температура жидкости начальная и конечная, °С.

Методика гидравлического расчета трубопроводов классическая, назначение диаметров трубопроводов возможно осуществить тремя путями, ориентируясь на:

- располагаемый перепад давления в системе, определенный на основе напора развиваемого предварительно выбранным насосом;
- ориентировочный располагаемый перепад давлений;
- рекомендуемую скорость движения жидкости в трубопроводах.

Расчетное циркуляционное давление в системе

На втором этапе выявляют главное циркуляционное кольцо, определяют расчетное циркуляционное давление в системе. Главное циркуляционное кольцо — это кольцо с наименьшим значением удельного циркуляционного давления, в двухтрубных системах — через наиболее удаленный теплообменник фэнкойла верхнего этажа наиболее нагруженной ветви при расчете в режиме охлаждения, через наиболее удаленный теплообменник фэнкойла нижнего этажа при расчете в режиме отопления.

Расчетное циркуляционное давление определяют по формуле:

$$\Delta P_p = P_H \pm 0,4 \Delta P_{\Pi}, \text{ Па}$$

(17)

где P_H — давление насоса, которое определяется предварительно по характеристике насоса в зависимости от расхода тепло-холодоносителя в системе, Па.
 ΔP_{Π} — естественное циркуляционное давление, его расчет зависит от параметров тепло-холодоносителя в системе тепло-холодоснабжения фэнкойлов, Па.

При гидравлическом расчете в режиме охлаждения перепад температур в трубопроводах очень мал и изменение плотности воды незначительное, поэтому величиной естественного циркуляционного давления (отрицательного) можно пренебречь. В двухтрубной системе при сохранении расходов теплоносителя на участках в режиме отопления таких же, как и в режиме охлаждения перепад температур теплоносителя будет невелик, и величину естественного циркуляционного давления можно не учитывать.

Для четырехтрубных систем в контуре отопления при высоких значениях параметров теплоносителя и большой разности температур в подающем и обратном трубопроводах (традиционных для систем отопления) особенно для многоэтажных зданий необходимо учитывать естественное циркуляционное давление при увязке циркуляционных колец через теплообменники фэнкойлов нижнего и выше лежащие этажи. Естественное циркуляционное давление через теплообменник фэнкойла каждого этажа определяют по формуле:

$$\Delta P_{\Pi} = \beta g h_i (t_z - t_0)$$

(18)

β — средний прирост плотности при уменьшении температуры воды на 1°С, зависит от расчетной разности температур теплоносителя в системе;
 g — ускорение свободного падения, м/с², $g = 9.81 \text{ м/с}^2$;

Таблица 7.11.

Средний прирост плотности при уменьшении температуры воды на 1°С

Δt	β
50-40	0,41
70-60	0,53
85-70	0,617
85-65	0,6
95-70	0,64

h_i — разность отметок центра охлаждения (середина теплообменника фэнкойла) и центра нагрева (котел, тепловой узел), м.

С целью повышения гидравлической устойчивости в двухтрубных системах сумма потерь давления в подводках к фэнкойлу, теплообменнике, регулирующем клапане должна составлять не менее чем 70% общих потерь давления на всех участках расчетного кольца циркуляции. Это условие не всегда может быть выполнено, особенно при установке трехходовых двухпозиционных регулирующих клапанов. С учетом этих требований следует определить ориентировочное расчетное циркуляционное давление следующим образом: определяют потери давления на участке, который состоит из подводок, фэнкойла, терморегулирующего клапана, при диаметре 15 или 20 мм в зависимости от типоразмера фэнкойла. Ориентировочное циркуляционное давление системы принимают равным:

$$\Delta P_p = \frac{\Delta P_{\phi}}{0,7},$$

(19)

где ΔP_{ϕ} — потери давления на регулируемом участке двухтрубной системы, Па.
Потери давления на регулирующем клапане должны составлять не менее 25% от общих потерь давления в системе.

Расчет главного кольца циркуляции

На третьем этапе гидравлического расчета определяют диаметры трубопроводов главного кольца и определяют потери давления на отдельных участках и кольце в целом. Диаметры назначают, исходя из среднего удельного сопротивления трения R_{cp} на участках магистралей главного кольца, значение которого определяют по формуле :

$$R_{cp} = \frac{\Delta P_p - \Delta P_{\phi} - \Delta P_{бкл}(1 - k)}{\sum l}$$

(20)

где ΔP_{ϕ} — потери давления в фэнкойле (вместе с регулирующим клапаном), через который проходит главное кольцо циркуляции системы, Па;
 $\Delta P_{бкл}$ — потери давления на балансировочных клапанах ответвления или стояка, через который проходит главное кольцо циркуляции системы, предварительно принимается 20-25 кПа, Па;
 $\sum l$ — сумма длин участков кольца, м;
 ΔP_p — принятое расчетное циркуляционное давление в системе, Па;
 k — доля потерь на местные сопротивления, $k=0.35$.

По величине R_{cp} и расходами воды находят соответствующие действительные значения R и ϑ , пользуясь соответствующими таблицами и номограммами, затем определяют сопротивление всех участков и общие потери давления в главном кольце циркуляции. Диаметры трубопроводов можно назначать, ориентируясь также на среднюю скорость движения тепло-холодоносителя в трубопроводах 1 м/с, ограничивая ее значение из условия бесшумной работы 1,5 м/с для гражданских зданий и 2,5 м/с для промышленных. Данные гидравлического расчета сводят в таблицу 7.12.

Таблица 7.12.

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Данные по схеме				Принято							
участок	Q , Вт	G_p , кг/ч	G_p , кг/с	l , м	d , мм	v , м/с	R , Па/м	Rl , Па	$\sum \xi$	Z , Па	$Rl + Z$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Расчет ответвлений от главного кольца циркуляции

На четвертом этапе выполняют расчет ответвлений от главного кольца для всех колец циркуляции. Гидравлический расчет ответвлений от главного кольца сводится к расчету потерь давления на нескольких необщих участках, соединенных параллельно с участками главного кольца, при этом потери давления в основном кольце изменению не подлежат.
Расчетное циркуляционное давление для необщих участков второстепенного кольца определяют по формуле :

$$\Delta P_{втор} = \sum (Rl + Z)_{общ}$$

(21)

где $\sum (Rl + Z)_{общ}$ — сумма потерь давления необщих участков основного кольца, которые соединены параллельно с участками ответвления, Па.

Полученные в результате расчета двух групп нескольких независимых участков от-
ветвлений потери давления в них $\sum(Rl + Z)_{\text{отв}}$ – сопоставляют с величиной $\Delta P_{\text{Ротоп}}$
и рассчитывают процент неувязки :

$$a = \frac{\Delta P_{\text{Ротоп}} - \sum(Rl + Z)_{\text{доп}}}{\Delta P_{\text{Ротоп}}} 100\% \quad (22)$$

Потери давления на параллельно соединенных участках не должны быть выше чем
15 процентов при тупиковом движении в магистралях двухтрубных систем тепло-холо-
доснабжения фэнкойлов, 5% — при попутном движении. Для увязки потерь давления
используют балансировочную арматуру.

Арматура для балансировки

При наладке и в процессе эксплуатации системы тепло-холодоснабжения очень
важно обеспечить на каждом участке гидравлической сети требуемый расход теп-
ло-холодоносителя, чтобы «доставить» каждому потребителю необходимое количест-
во холода или теплоты. Если на участке трубопровода расход тепло-холодоносителя
больше, чем требуемый по расчету, то потребитель (теплообменник фэнкойла) полу-
чает больше, чем необходимое количество холода или теплоты, и температура в поме-
щении отклоняется от заданных значений. Иными словами необходимо обеспечить
требуемое потокораспределение в гидравлической сети. Это возможно только при ра-
венстве потерь давления во всех кольцах циркуляции на этапе гидравлического расче-
та, при наладке системы и в процессе ее эксплуатации. В процессе гидравлического
расчета равенство потерь давления достигается путем гидравлической увязки второ-
степенных колец циркуляции, причем даже при допустимом проценте неувязки 15%
для тупиковых схем возникнет перераспределение количества воды, протекающей
в магистралях и стояках, и не будет обеспечено требуемое потокораспределение.
При гидравлической увязке второстепенных колец циркуляции часто возникает необ-
ходимость в дросселировании избыточного давления, как разности располагаемого
перепада давлений и потерь давления на необщих (параллельных) участках второсте-
пенных колец циркуляции. Ранее дросселирование осуществлялось установкой диа-
фрагм на трубопроводах, ограничивался минимальный диаметр диафрагмы 5 мм, что-
бы не допустить ее засорения, не всегда с помощью диафрагмы можно было погасить
избыточное давление. Достигнуть расчетного расхода на стояке или ответвлении воз-
можно, обеспечивая постоянство перепада давления на стояках или горизонтальных
ответвлениях и равенство этих перепадов на параллельных участках, с помощью спе-
циальной арматуры. Это — первая задача для арматуры, которая выявляется еще
в процессе проектирования.

Невозможно идеально точно выполнить гидравлический расчет, учесть изменяющую-
ся величину естественного циркуляционного давления, при монтаже возможны откло-
нения от проекта: другие трубопроводы, чем в проекте, отступления при прокладке тру-
бопроводов: дополнительные длины на участках трубопроводов, дополнительные мест-
ные сопротивления и т. д. Таким образом, реальные потери давления на участках гидрав-
лической сети могут отличаться от проектных. При наладке системы основная задача —
обеспечить требуемое потокораспределение для поддержания заданного температурного
режима в помещениях. Это возможно только, если ясна реальная картина потокораспре-
деления в гидравлической сети, для этого необходимо иметь возможность измерить рас-
ходы тепло-холодоносителя на участках и перепады давления на отдельных стояках и от-

ветвлениях. Вторая задача для арматуры — измерение реальных значений параметров гидравлической сети. После измерения и сравнения с требуемыми значениями следует изменить перепады давления во второстепенных кольцах так, чтобы достигнуть требуемых значений расходов тепло-холодоносителя. Это возможно выполнить вручную в процессе наладки системы. Третья задача для арматуры — ручное управление (настройка) в процессе наладки.

В процессе эксплуатации системы изменение расхода тепло-холодоносителя через теплообменник фэнкойла с помощью двухходового регулирующего клапана вызовет перераспределение потоков тепло-холодоносителя через другие фэнкойлы на стояке или ответвлении, а также и на других магистральных участках гидравлической сети. В этом случае требуется постоянно, независимо от возмущений, поддерживать перепад давления на стояках или ответвлениях на заданном уровне. Четвертая задача для арматуры — автоматическое регулирование расхода и перепада давления в процессе функционирования системы.

Требуется два вида гидравлической балансировки и соответственно балансировочной арматуры:

- а) статическая в системе с постоянным расходом тепло-холодоносителя на участках, необходимость в ней возникает при гидравлическом расчете и в процессе наладки системы перед пуском ее в эксплуатацию;
- д) динамическая в системе с переменным расходом тепло-холодоносителя на участках, эта балансировка необходима постоянно и ее возможно осуществить только применением автоматических устройств.

Кроме основных функций арматуры: поддержание постоянства перепада давлений или расхода в ручном или автоматическом режиме, измерение параметров гидравлической сети она должна выполнять запорную функцию и функцию спуска тепло-холодоносителя из системы. Все эти функции выполняют специально разработанные для этой цели балансировочные клапаны.

Балансировочные клапаны — это трубопроводная дросселирующая арматура переменного гидравлического сопротивления, предназначенная для обеспечения расчетных расходов на всех участках гидравлической сети путем стабилизации циркуляционных давлений во всех кольцах циркуляции. При подборе и настройке гидравлических балансировочных клапанов используется следующая общая зависимость:

$$\Delta P = \left(\frac{0,01G}{k_v} \right)^2 \quad (23)$$

- где ΔP — потеря давления в клапане, кПа;
 G — расчетный расход проходящей через клапан среды, м³ /ч;
 k_v — условная пропускная способность клапана, м³ /ч.

Для обеспечения возможности настройки балансировочных клапанов в проектной документации должны быть указаны:

- а) расчетный расход проходящей через клапан среды в м³ /ч;
- б) расчетная потеря давления в клапане в кПа;
- в) расчетный (требуемый) перепад давления на стояке или ответвлении системы тепло-холодоснабжения;

Балансировочные клапаны подразделяются на ручные и автоматические.

Ручные балансировочные клапаны обычно применяются вместо дросселирующих диафрагм (шайб) для гидравлической увязки второстепенных колец при гидравлическом расчете и в процессе наладки трубопроводной сети, в которой либо отсутствуют автоматические регулирующие устройства, либо эти регуляторы не позволяют ограничить предельный (расчетный) расход перемещаемой среды. Они еще называются статическими

балансировочными клапанами, так как применяются в системах с постоянными расходами жидкости на участках гидравлической сети.

Применяются следующие типы ручных балансировочных клапанов фирмы Danfoss: MSV-I и MSV-M ($D_y = 15-50$ мм), балансировочные клапаны повышенной пропускной способности MSV-2650 ($D_y = 10-50$ мм) и MSV-F ($D_y = 65-400$ мм). Последние применяются для одиночной установки на трубопроводах в тех местах, где не требуется организация спуска перемещаемой среды. Аналогами этих клапанов являются ручные регулирующие вентили «Hydrocontrol» фирмы Oventrop, ручные балансировочные клапаны STAD, STAF IMI International.

Ручной балансировочный клапан MSV-I предназначен, как правило, для парной установки вместе с запорным клапаном MSV-M на стояках или ответвлениях системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов для распределения расчетных расходов теплоносителя между ними. С помощью этих клапанов можно не только произвести гидравлическую балансировку трубопроводной сети и отключить отдельные ее элементы, но и опорожнить их через специальные спускные краны. Эти клапаны также могут использоваться в обвязках фэнкойлов. MSV-I сочетает функции клапана переменного гидравлического сопротивления, перенастраиваемого вручную, и запорного клапана. MSV-I ограничивает максимальный расход теплоносителя через стояк. Конструкция клапана требует его установки на подающем стояке или ответвлении системы. MSV-M — запорный клапан, разработан для монтажа на обратном стояке или ответвлении системы (рис. 7.23). Примеры применения ручных балансировочных клапанов MSV-I и MSV-M приведены на рис. 7.1 и 7.2, 7.3, 7.4а, 7.6.

Установленный на клапан MSV-I дренажный комплект и дополнительный специальный измерительный ниппель для дренажного крана дают возможность измерить перепад давления на стояке и определить расход теплоносителя.

Ручной балансировочный клапан подбирают, как правило, по диаметру трубопровода, на котором он устанавливается, однако клапан меньшего диаметра позволяет получить большее открытие клапана и, тем самым, улучшить точность регулирования расхода.

Пример.

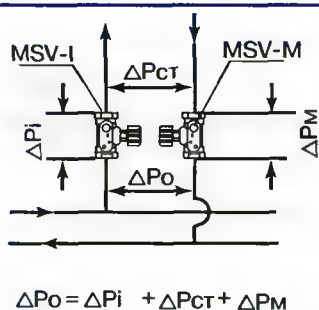
Требуется подобрать балансировочный и запорный клапаны для ответвления системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов (рис. 7.23) при следующих исходных данных:

1. Расчетный расход тепло-холодоносителя на участке, где устанавливается клапан $G = 1,89$ м³ /ч;
2. Потери давления в ответвлении системы $\Delta P_{cm} = 15$ кПа;
3. Располагаемый перепад давлений для второстепенного кольца (ответвления) $\Delta P_p = 45$ кПа;
4. Диаметр условного прохода участка трубопровода $D_y = 32$ мм.

Решение.

1. Выбор запорного клапана MSV-M.

Обычно диаметр клапана MSV-M принимают по диаметру участка, на котором он устанавливается. При этом потеря давления в клапане должна быть как можно меньше



$$\Delta P_o = \Delta P_i + \Delta P_{ct} + \Delta P_m$$

Рис. 7.23. Установка клапанов MSV-I на подающем трубопроводе и MSV-M на обратном трубопроводе:
 ΔP_i — потери давления в клапане MSV-I; ΔP_m — потери давления в клапане MSV-M; ΔP_{cm} — потери давления в стояке, ΔP_o — общие потери давления

и определяется по номограмме (рис.7.24). Для выбора клапана MSV-M на рис. 7.24 проводят горизонтальную линию влево от точки настройки «3,2» (полностью открытый клапан) на вертикальной шкале для клапана Д у =32 мм до шкалы K_v , где находим значение $K_v=6,4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Далее соединяют полученную точку на шкале K_v с точкой расчетного расхода теплоносителя $G=1,89 \text{ м}^3/\text{ч}$ на соответствующей шкале и в точке пересечения наклонной соединительной линии со шкалой $\Delta P_{\text{бкл}}$ находят значение потери давления в клапане MSV-M-32, равное 0,1 бар (10 кПа).

2.Выбор балансировочного клапана MSV-I и его настройки.

Вычисляют требуемое значение потери давления в клапане MSV-I.

$$\Delta P_{\text{бкл}1} = \Delta P_p - \Delta P_{\text{бкл}} - \Delta P_{\text{бкл}2} = 45 - 15 - 10 = 20 \text{ кПа.}$$

Принимают диаметр клапана по диаметру стояка Д у =32 мм. По номограмме на рис. 7.24 находят величину настройки клапана. Для этого соединяют точку расчетного расхода (1,89 м³/ч) на шкале G с точкой вычисленной требуемой потери давления в клапане MSV-I (20 кПа) на шкале $\Delta P_{\text{бкл}}$ и продолжают соединительную линию до шкалы K_v , где читают значение $K_v=4,0 \text{ м}^3/\text{ч}$. Далее из этой точки проводят горизонтальную линию до пересечения с вертикальной шкалой настроек для клапана Д у =32 мм, где находят значение настройки балансировочного клапана MSV-I, равное 1,55.

Выбор клапанов при использовании в системе водного раствора этиленгликоля производят по номограммам для воды с поправкой на расход «К», принимаемой по таблице 7.13

Пример:

Определить настройку MSV-I Д у =32 мм при расходе 30%-ного раствора этиленгликоля $G=2,23 \text{ м}^3/\text{ч}$ и требуемой потере давления в клапане $\Delta P=30 \text{ кПа}$.

Настройка «1,6» находится по номограмме при расчетном расходе воды $G_{\text{воды}} = G_{\text{глик}} \times K = 2,23 \times 0,953 = 2,12 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Потери давления на ручных балансировочных клапанах могут изменяться от 10 до 80 кПа. При установке балансировочных клапанов на стояке или ответвлении, через участки которых (подающий, обратный) проходит расчетное кольцо циркуляции, принимаются минимальные потери давления 10 кПа. Для второстепенных колец потери давления и соответствующая настройка рассчитывается исходя из располагаемого перепада давлений. Кроме обязательной установки ручных балансировочных клапанов на стояках или ответвлениях может возникнуть необходимость установки балансировочных клапанов в обвязке фэнкойлов. При подборе регулирующего трехходового клапана с двухпозиционным регулированием «открыто-закрыто» (пример 1 из раздела IV) получено: потери давления на прямом ходе клапана $\Delta P = 4,7 \text{ кПа}$, на байпасе $-\Delta P = 8,0 \text{ кПа}$, потери давления на теплообменнике 14,4 кПа, в трубопроводах 0,5 кПа. Общие потери давления на регулируемом участке 19,6 кПа. При закрытии клапана на проход потери давления в кольце через байпас будут меньше 8,0 кПа, расход теплоносителя увеличится, а на параллельных участках уменьшится. Допускается не ставить балансировочный клапан на байпасе, если потери давления на теплообменнике фэнкойла и трубопроводах меньше 25% от общих потерь давления на регулируемом участке. В данном случае доля потерь давления составляет 76%, что больше, чем рекоменду-

Таблица 7.13

Поправочный коэффициент на расход в зависимости от концентрации этиленгликоля

Водный раствор этиленгликоля,%	0	10	20	30	40	50	60	70
Коэффициент К	1.0	0,983	0,968	0,953	0,939	0,925	0,912	0,899

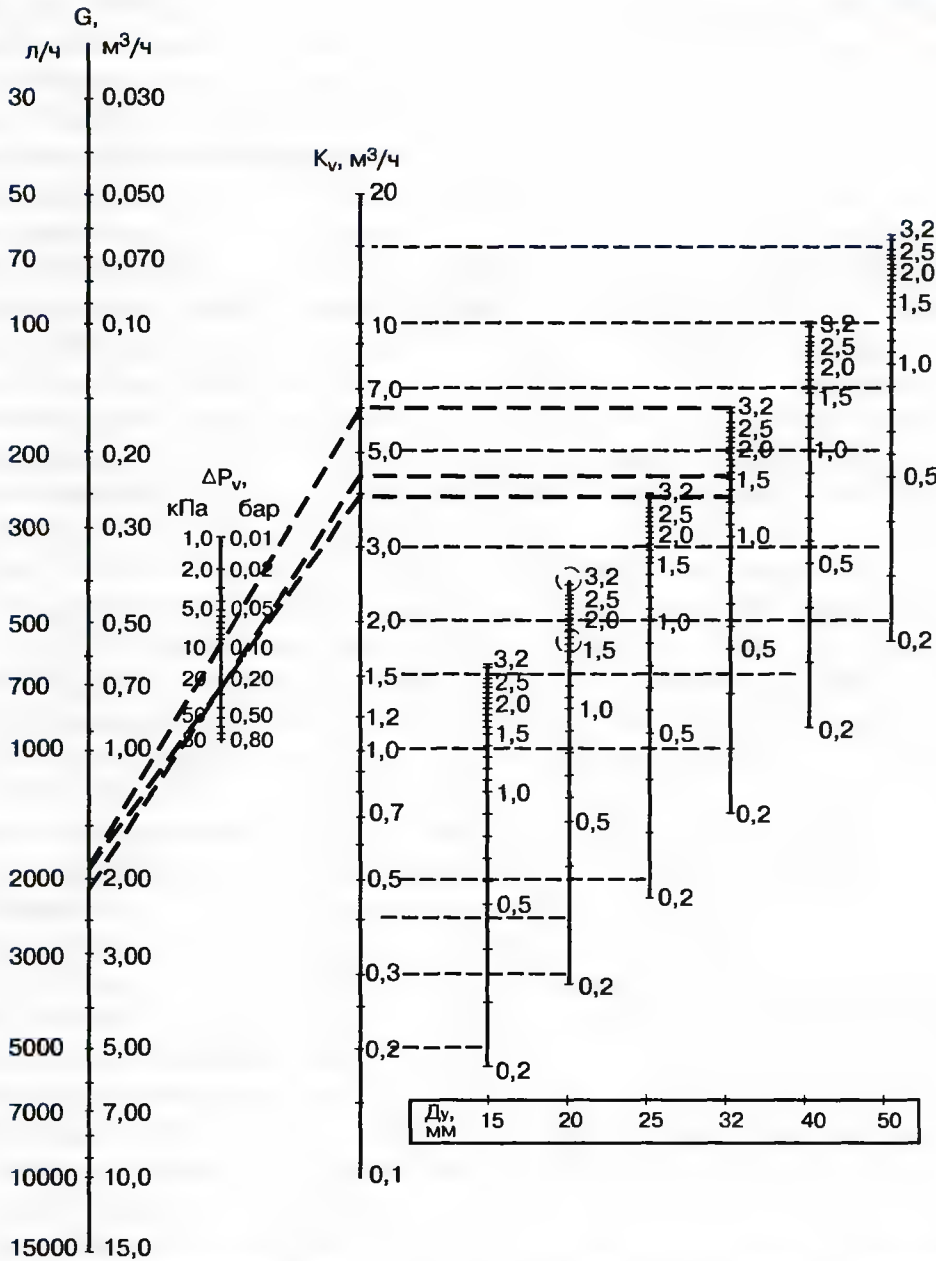


Рис. 7.24. Номограмма для подбора клапанов MSV-M и MSV-I

емое. Для того, чтобы обеспечить равенство потерь давления на регулируемом участке и на байпасе, на последнем следует установить балансировочный клапан MSV-2650. Пример установки балансировочного клапана MSV-2650 приведен на рис.7.4а. Клапан устанавливается по диаметру трубопровода 15 мм, настройка клапана определяется по величине пропускной способности:

Потери давления на клапане должны быть равны:

$$\Delta p = 19,6 - 8 = 11,6 \text{ кПа.}$$

Расход воды через клапан равен расходу воды через фэнкойл $0,47 \text{ м}^3/\text{час}$.

Вычисляют
$$K_v = \frac{G}{\sqrt{0,01 \Delta p}} = \frac{0,47}{\sqrt{0,01 \cdot 11,6}} = 1,37 \text{ м}^3/\text{час}$$

При диаметре 15 мм принимают число оборотов шпинделя 6, которому соответствует $1,17 \text{ м}^3/\text{час}$. Расход воды через байпас будет равен $0,415 \text{ м}^3/\text{час}$, он изменится на 11,6%.

При тупиковой разводке трубопроводов, когда количество фэнкойлов на ответвлении или на стояке (многоэтажные здания) значительно, необходимо обеспечить равенство потерь давления в кольцах через теплообменник ближнего, всех последующих фэнкойлов и дальнего, для вертикального стояка в режиме отопления с учетом разности естественных циркуляционных давлений. Чаще всего необходимость в этом возникает при двухпозиционных трехходовых регулирующих клапанах, имеющих незначительное гидравлическое сопротивление и не обеспечивающих гидравлическую устойчивость сети. В этом случае требуется установить вместо запорного шарового крана на подающей подводке к теплообменнику фэнкойла балансировочный клапан MSV-1, а на обратной — MSV-M, так, чтобы достичь равенства потерь давления во всех кольцах через дальний и ближний, а также промежуточные теплообменники фэнкойлов (Рис. 7.4а). С целью уменьшения количества балансировочной арматуры на подводках к теплообменникам фэнкойлов следует при конструировании системы тепло-холодоснабжения стремиться к уменьшению количества фэнкойлов на ответвлениях, предусматривая большее количество равномерных по нагрузке ответвлений или для протяженных ответвлений предусматривая схему с попутным движением тепло-холодоносителя. В системе с попутным движением относительно легко, при одинаковой длине циркуляционных колец (это их отличительный признак), добиться равенства потерь давления во всех кольцах.

Автоматические балансировочные клапаны применяют для поддержания постоянной разности давлений между подающим и обратным трубопроводами в системах тепло-холодоснабжения фэнкойлов с регулируемыми расходами жидкости для обеспечения постоянного перепада давлений. Эти устройства поддерживают постоянную циркуляционную разность давлений на стояках и ответвлениях системы, что обеспечивает работу регуляторов в оптимальном режиме, исключая возможность шумообразования.

Из автоматических гидравлических балансировочных клапанов используют регуляторы ASV-P и ASV-PV фирмы Danfoss, регуляторы перепада давления «Hydromat DP» фирмы Oventrop, регуляторы перепада давления STAP, STAM фирмы IMI INTERNATIONAL. Клапаны ASV-P и ASV-PV устанавливают на стояках или горизонтальных ответвлениях систем тепло-холодоснабжения фэнкойлов с автоматическими терморегуляторами (термостатическими клапанами и двухходовыми регулирующими клапанами с плавным изменением расхода). ASV-P (ASV-PV) — регуляторы перепада давления прямого действия (рис. 7.25). ASV-P обеспечивает постоянную стандартную разность давлений в подающем и обратном стояках системы в размере 0,1 бар (10 кПа). ASV-PV обеспечивает постоянную разность давлений в подающем и обратном стояках системы в диапазоне от 0,05 до 0,25 бар (от 5 до 25 кПа). Заводская настройка регулятора -0,1 бар (10 кПа).

Автоматические балансировочные клапаны ASV-P и ASV-PV следует устанавливать в двухтрубных системах при располагаемых циркуляционных давлениях на ответвлениях более 0,3 бар (30 кПа). Также рекомендуется предусматривать эти регуляторы на стояках систем тепло-холодоснабжения многоэтажных зданий: ориентировочно при этаж-

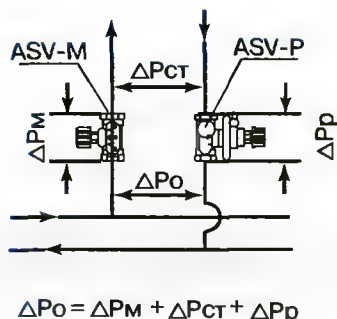


Рис. 7.25. Установка клапана ASV-M на подающем трубопроводе, ASV-P на обратном трубопроводе, ΔP_M — потери давления в клапане ASV-P, $\Delta P_{ст}$ — потери давления в стояке, ΔP_0 — общие потери давления.

ности здания более 5 — 8 и количестве стояков на ответвлениях от магистралей более 5.

Автоматические балансировочные клапаны ASV-P (ASV-PV) применяют совместно с ручным запорно-измерительным клапаном типа ASV-M. Этот клапан предназначен для подключения импульсной трубки регулятора ASV-P (ASV-PV) к подающему трубопроводу, а также для измерения перепада давления на стояке при настройке регулятора.

Клапаны ASV-P (ASV-PV) монтируют на обратном стояке системы, а клапан ASV-M — на подающем (рис. 7.25). Из-за ограниченной длины импульсной трубки (1,5 м) балансировочные клапаны ASV-P(ASV-PV) могут быть установлены только при близком размещении к ним запорно-измерительного клапана ASV-M.

Примеры применения автоматических балансировочных клапанов ASV-P (ASV-PV) и ASV-Q представлены на рис. 7.1, 7.6.

Клапаны ASV-P (ASV-PV) и ASV-M также позволяют отключить стояк от распределительных магистралей и спустить из него воду через дренажный кран, смонтированный на корпусе ASV-P (ASV-PV).

Пример.

Дано:

1. Расчетный расход теплоносителя через стояк $G=0,73 \text{ м}^3/\text{ч}$;
2. Потери давления в стояке $\Delta P_{cm}=30 \text{ кПа}$;
3. Располагаемый перепад давлений для второстепенного кольца (стояка) $\Delta P_p=55 \text{ кПа}$;
4. Диаметр условного прохода стояка $D_y=20 \text{ мм}$.

Требуется определить:

1. Диаметр клапанов;
2. Потери давления в клапане ASV-M;
3. Потери давления в клапане ASV-P.

Решение:

1. Определение диаметра клапанов.

Выбор диаметра клапанов ASV-M и ASV-PV производят по номограмме (рис. 7.26). Для этого точку на шкале «G» с расходом 730 л/ч соединяют с точкой на шкале с перепадом давления на клапане, равном 0,1 бар (расчетный перепад давления). Далее линию продолжают до шкалы « K_v ».

Из полученной точки со значением $K_v=2,45 \text{ м}^3/\text{ч}$ проводят горизонтальную линию до первого пересечения с вертикальным прямоугольником, который соответствует минимальному диаметру клапана $D_y=20 \text{ мм}$. Допускается принимать к установке клапаны большего диаметра, например, по диаметру стояка, прямоугольники которых пересекаются горизонтальной линией.

2. Потери давления в клапане ASV-M.

Потери давления в клапане ASV-M может быть определена по номограмме на рис. 7.27. По условиям примера потеря давления в выбранном клапане диаметром 20 мм при $G=730 \text{ л/ч}$ равна 10 кПа (0,1 бар).

3. Потеря давления в клапане ASV-P.

Реальная потеря давления в клапане регулятора ASV-P при его работе в расчетном режиме рассчитывается по формуле (рис. 7.25):

$$\Delta P_{бкл1} = \Delta P_p - \Delta P_{бкл} - \Delta P_{cm} - \Delta P_{бкл2} = 0,55 - 0,3 - 0,1 = 0,15 \text{ бар (15 кПа)}.$$

Данная величина потери давления в ASV-P лежит внутри рабочего диапазона от 0,1 до 0,8 бар, который обеспечивается при условии подбора диаметра клапана по расчетной потере давления в нем $\Delta P_p=10 \text{ кПа}$.

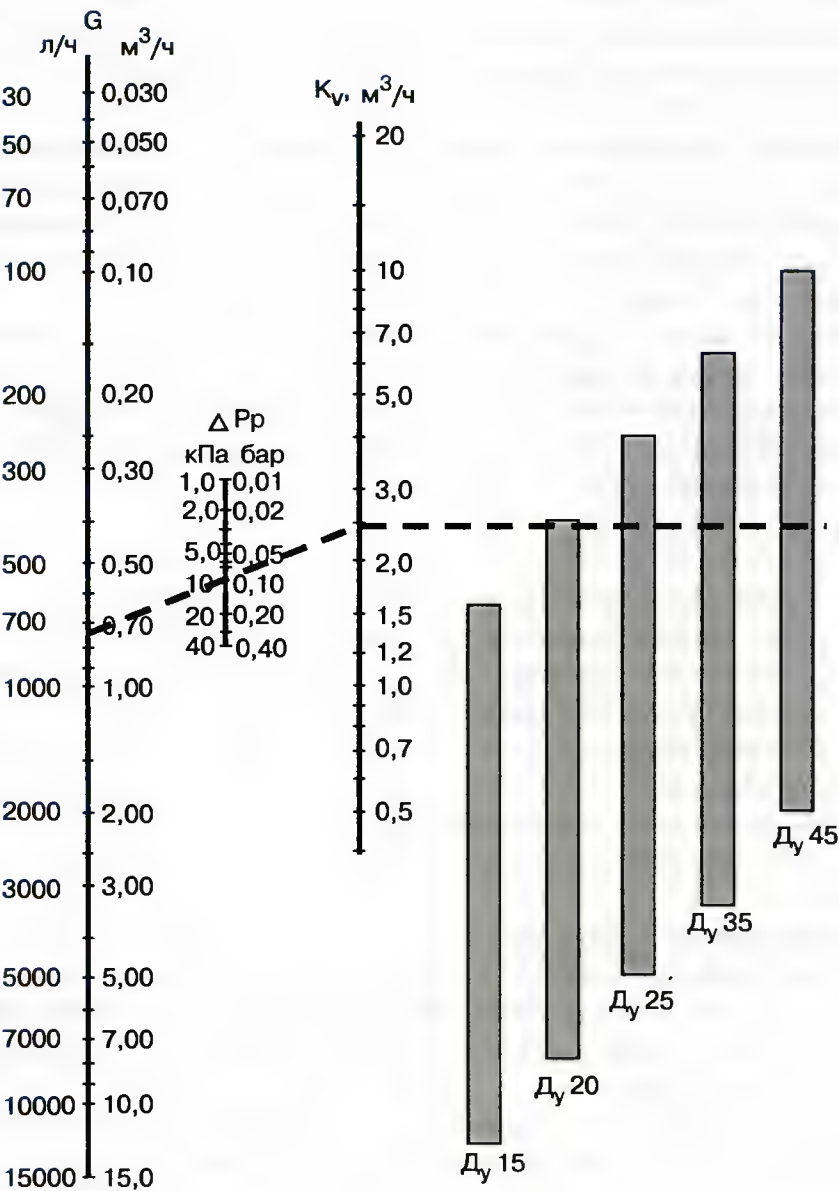


Рис. 7.26. Номограмма для подбора клапана ASV-P

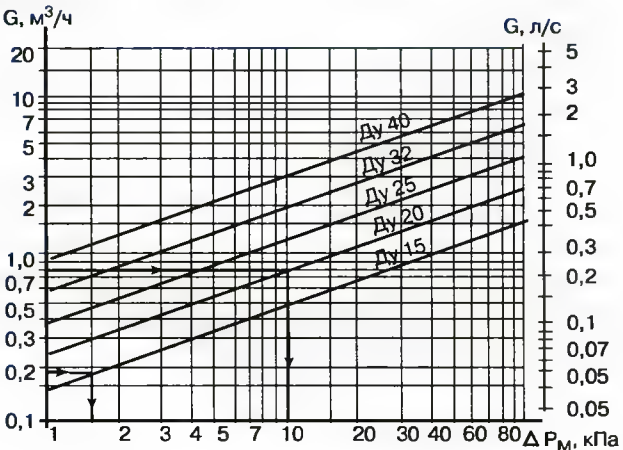


Рис. 7.27. Потери давления в клапане ASV-M

Пример гидравлического расчета системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Холодопроизводительность системы кондиционирования воздуха здания 96,8 кВт, с учетом 10% запаса — 106,51 кВт. В качестве источника холода подобраны два чиллера WSAT 222, холодопроизводительностью каждый 58,6 кВт, потребляемой мощностью 18,6 кВт. Фрагменты схемы системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов представлен на рис. 7.27 и 7.28. На схему системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов нанесены значения холодопроизводительности каждого фэнкойла. Путем последовательного суммирования определены нагрузки по холоду всех участков трубопроводов, а также нанесены длины всех участков.

В качестве расчетного кольца циркуляции выбрано кольцо через наиболее удаленный и нагруженный фэнкойл. Кольцо состоит из 29 расчетных участков, длины каждого из них и суммарная длина $\sum l = 149,8$ м приведены в таблице 7.14.

Общий расход воды в системе определен по формуле, кг/ч:

$$G = \frac{3,6 \cdot 1,1 Q_x}{c_x (t_{\text{зхс}} - t_{\text{зхп}})} = \frac{3,6 \cdot 1,1 \cdot 96,8}{4,187(12 - 6)} = 15263 \text{ кг/час} = 2,1 \text{ л/с.}$$

Для нахождения расчетных расходов воды на участках определены весовые коэффициенты; расчетные расходы воды для каждого участка приведены в таблице 7.14.

Расчетное циркуляционное давление в кольце:

$$\Delta P_p = P_H = 125 \text{ кПа}$$

где P_H — давление, развиваемой насосом.

Давление, развиваемое насосом, определено по характеристике насоса 04 насосной станции GP2, которой комплектуется чиллер WSAT 222. При расходе воды в системе $G = 2,12$ л/с (120,7 л/мин) давление, развиваемое насосом 04, составляет 125 кПа.

Диаметры трубопроводов главного кольца циркуляции назначены, исходя из среднего значения удельной потери давления на трение R_{cp} , определенного по формуле:

$$R_{cp} = \frac{\Delta P_p - \Delta P_{\phi} - \Delta P_{\text{бкл}} - \Delta P_{\text{исп}}}{\sum l} (1 - k)$$

Потери давления в фэнкойле (вместе с регулирующим клапаном) ΔP_{ϕ} , через который проходит главное кольцо циркуляции системы, составляют 21,5 кПа;

Потери давления на балансировочном и запорном клапанах ответвления $\Delta P_{\text{бкл}}$ предварительно приняты $20 + 10 = 30$ кПа;

Потери давления в испарителе чиллера $\Delta P_{\text{исп}}$ при расходе воды 2,12 л/с (120,6 л/мин) по графику из каталога для чиллера WSAT 222 составляют 25 кПа.

Сумма длин участков главного кольца циркуляции $\sum l$ м;

Доля потерь на местные сопротивления $k = 0,35$.

$$R_{cp} = \frac{(125 - 21,5 - 30 - 25)10^3}{149,8} (1 - 0,35) = 210 \text{ Па/м}$$

По величине R_{cp} и расходам воды найдены действительные значения R и скорости V по таблице гидравлического расчета Шевелева Ф.А. и Шевелева А.Ф. [41]. для стальных водопроводных новых труб и полиэтиленовых труб при температуре холодной воды $+10^\circ\text{C}$.

Значения коэффициентов местных сопротивлений для каждого участка согласно аксонометрической схемы (рис. 7.27) найдены в соответствии с таблицей II.10-II.20 для стальных трубопроводов [7].

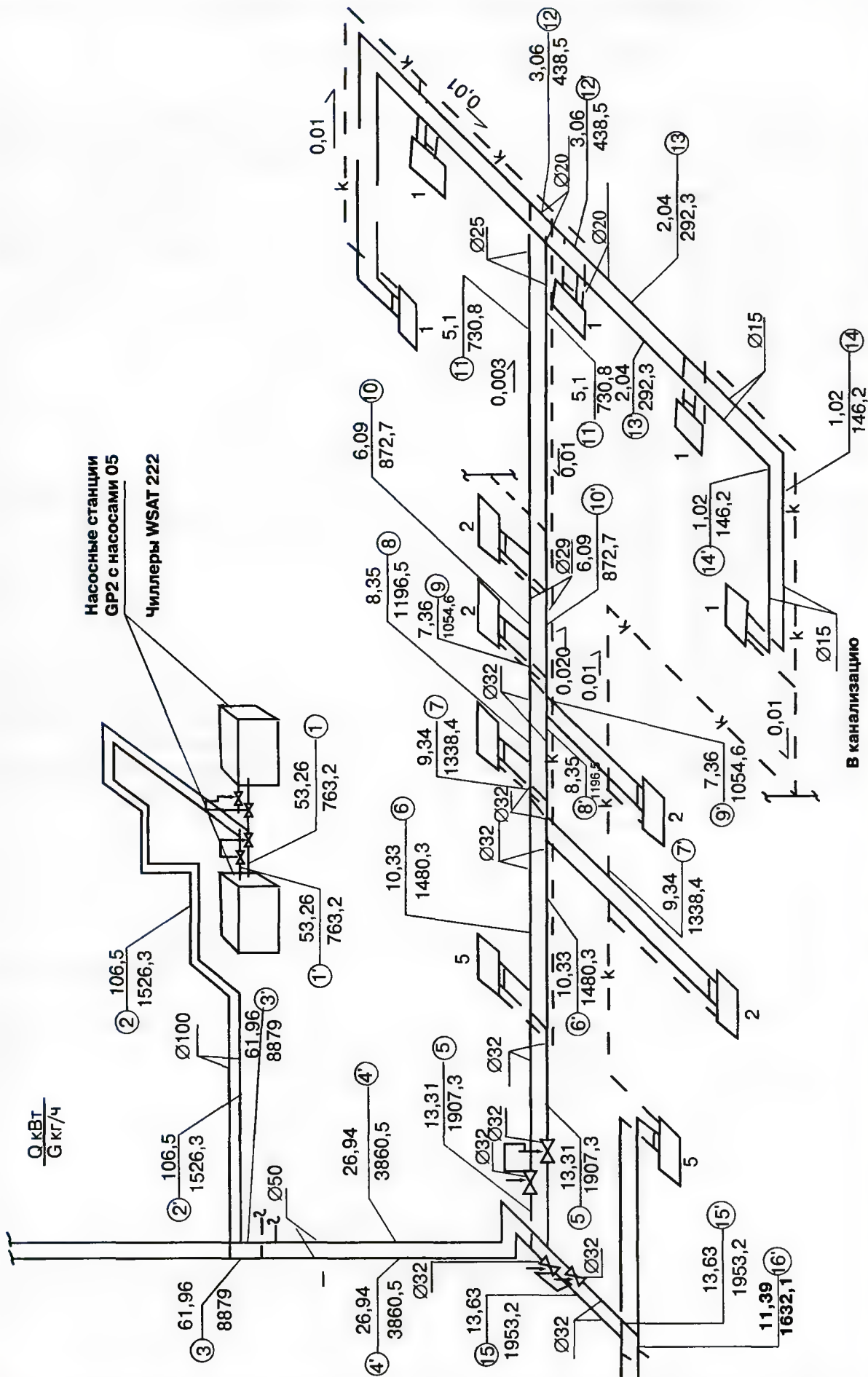


Рис. 7.28. Схема трубопроводов главного кольца циркуляции

Коэффициенты местного сопротивления на участках:

№1 и 1' — отвод 90° $\xi = 0,5$, №2 и 2' — тройник на проход $\xi = 1$; отвод 90° — 7 шт $\xi = 0,5 \times 7 = 3,5$; №3 — тройник на растекание потоков $\xi = 3,0$; №3' — тройник на слияние потоков $\xi = 3,0$; №4 и 4' — тройник на проход = 1, 2 отвода 90° $\xi = 0,5 \times 2 = 1$; №5 и 5' — тройник на ответвление $\xi = 1,5$; с № 6 по №11 и 11' по 6' — тройник на проход $\xi = 1$; №12 — тройник на растекание потоков $\xi = 3,0$, №12' — тройник на слияние потоков $\xi = 3,0$, №13 и 13' — тройник на проход $\xi = 1$; №14 и 14', 2 отвода 90° $\xi = 1,5 \times 2 = 3$; тройник на проход $\xi = 1$.

Затем определены потери давления на каждом участке и общие потери давления в главном кольце циркуляции. Результаты гидравлического расчета сведены в таблице 7.14.

Потери давления на фанкойле равняются сумме потерь давления в теплообменнике и трехходовом регулирующем клапане.

$$\Delta p_{\phi} = 8,5 + 13 = 21,5 \text{ кПа}$$

Подобраны автоматические балансировочные клапаны фирмы «Данфосс».

Расход воды на участке 5(5') $G = 1907,3$ л/ч. По номограмме на рис. 7.26, принимая ASV-P 32 и $k_v = 6,0$ м³/ч, определены потери давления в клапане 10 кПа. Потери давления в клапане ASV-M по рис. 7.27 составляют $\Delta p_v = 8,5$ кПа.

Расход воды на участке 1(1') $G = 7632,2$ л/ч. По номограмме на рис. 7.26, принимая клапан ASV-P 40 максимального диаметра и $k_v = 9,5$ м³/ч, определены потери давления в клапане 40 кПа. Потери давления в клапане ASV-M 40 — $\Delta p_v = 50,0$ кПа.

Суммарные потери давления в главном кольце циркуляции:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{\Sigma_{уч}} + \Delta p_{исп} + \Delta p_{бкл5} + \Delta p_{бкл1}, \text{ кПа,}$$

где $\Delta p_{\Sigma_{уч}}$ — потери давления на трубопроводах главного циркуляционного кольца;
 $\Delta p_{исп}$ — потери давления в испарителе;
 $\Delta p_{бкл5}$ — потери давления в балансировочных клапанах участков 5 и 5';
 $\Delta p_{бкл1}$ — потери давления в балансировочных клапанах 1 и 1'.

$$\Delta p_{\Sigma} = 48,395 + 25,0 + 18,5 + 90 = 181,9 \text{ кПа}$$

Давления, развиваемого насосом 04, недостаточно для преодоления сопротивления гидравлической сети. Принимаем насос 05, при расходе воды 120,7 л/мин давление составит 210 кПа. Избыток давления 28,1 кПа гасится с помощью автоматического балансировочного клапана ASV-M. Потери давления в клапане должны составить $40 + 28,1 = 68,1$ кПа, что входит в рабочий диапазон потерь давления в клапане от 10 до 80 кПа. Расчет главного циркуляционного кольца завершен.

Расчет второстепенных колец проведен, исходя из расчета главного кольца. В каждом новом кольце рассчитаны необщие участки, параллельно соединенные с участками главного кольца, при этом потери давления в главном кольце сохранены неизменными. Расчетное циркуляционное давление для необщих участков второстепенного кольца определено как :

$$\Delta P_{Ратюр} = \sum (Rl + Z)_{5-14, \phi, 5''-14''} = 38525 \text{ Па}$$

$\sum (Rl + Z)_{5-14, \phi, 5''-14''}$ — сумма потерь давления необщих участков главного кольца от 5 до 14, от 14' до 5», включая фэнкойл и регулирующий клапан, которые соединены параллельно с участками второстепенного кольца с 15 до 20, с 20' до 15', включая фэнкойл и регулирующий клапан.

Определено среднее значение удельной линейной потери давления на трение на участках второстепенного кольца циркуляции :

$$R_{cp} = \frac{(38,525 - 19,8)10^3}{59,5} (1 - 0,35) = 204,6 \text{ Па/м}$$

и назначены диаметры участков второстепенного кольца циркуляции. Аналогично участкам главного кольца циркуляции определены потери давления на участках второстепенного кольца циркуляции, результаты расчета отражены в таблице 7.15.

Коэффициенты местного сопротивления на участках (рис. 7.28):

№15и 15' — тройник на проход $\xi = 1$; №16 — тройник на растекание потоков $\xi = 3,0$; с № 17 по №19 и с 19' по 17' — тройник на проход $\xi = 1$; №16' — тройник на слияние потоков $\xi = 3,0$; №20 и 20', 2 отвода 90° $\xi = 1,5 \times 2 = 3$; тройник на проход $\xi = 1$.

Потери давления в теплообменнике фэнкойла, через который проходит второстепенное кольцо циркуляции:

$$\Delta p = 5,8 \text{ кПа}$$

Потери давления в трехходовом регулирующем клапане при $G = 386,9 \text{ л/ч}$ $\Delta p = 14 \text{ кПа}$.

Суммарные потери давления в фэнкойле и регулирующем клапане $\Delta p_{\xi} = 5,8 + 14 = 19,8 \text{ кПа}$.

Общие потери давления во второстепенном кольце циркуляции составили 35758,5 Па. Полученные потери давления $\sum(Rl + Z)_{втор}$ сопоставлены с величиной $\Delta P_{Рвтор}$ и рассчитан % неувязки :

$$a = \frac{\Delta P_{Рвтор} - \sum(Rl + Z)_{втор}}{\Delta P_{Рвтор}} 100 = \frac{38525 - 35754,7}{38525} 100 = 7\%$$

Процент неувязки входит в допустимый диапазон до 15%, однако для увязки потерь давления с целью улучшения потокораспределения в гидравлической сети использована балансировочная арматура.

Подобраны автоматические балансировочные клапаны для второстепенного кольца циркуляции и определены потери давления в них. Расход воды на участке 15(15') $G = 1953,2 \text{ л/ч}$. По номограмме на рис. 7.26, принимая ASV-P 32 и $k_v = 6,0 \text{ м}^3/\text{ч}$, определены потери давления в клапане 10,2 кПа. Потери давления в клапане ASV-M по рис. 7.27 составляют $\Delta p_v = 9,0 \text{ кПа}$.

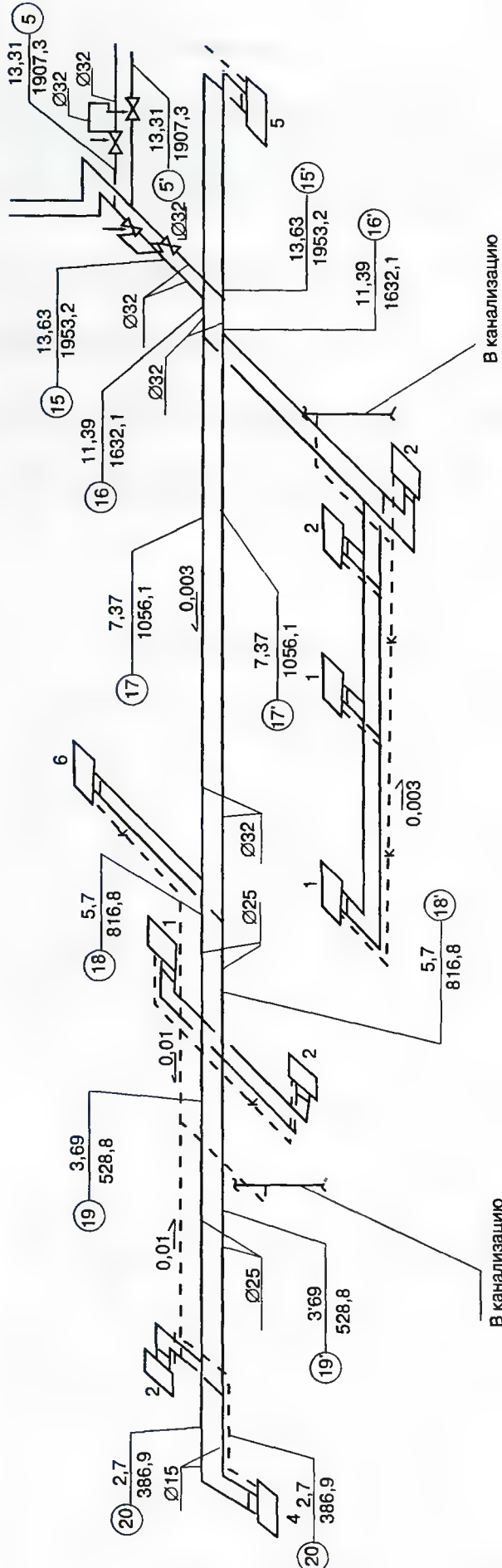


Рис. 7.28. Схема трубопроводов втростепенного кольца циркуляции

Гидравлический расчет трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Данные по схеме					Принято						
участок	Q_x , Вт	G , кг/с	G , кг/ч	L , м	d , мм	v , м/с	R , Па/м	RI , Па	$\Sigma \zeta$	Z , Па	$RI + Z$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Главное кольцо циркуляции											
$\Delta P_p = 125$ Па $R_{cp} = 210$ Па/м											
1	53 260	7 632	2,12	2,3	70	0,6	148	340,4	0,5	88	428,4
2	106 510	15 263	4,27	41,5	100	0,5	58,5	2427,8	4,5	528	2955,8
3	61 960	8 879	2,47	2,3	70	0,7	198	455,4	3	708	1163,5
4	26 940	3 860	1,07	1,0	50	0,49	147	147	2	235	382
5	13 310	1 907	0,53	5,3	32	0,57	311	1648,5	1,5	218	1866,5
6	10 330	1 480	0,41	4,3	32	0,42	175	752,5	1	86,2	838,7
7	9 340	1 338	0,371	0,7	32	0,37	138	96,6	1	66,9	163,5
8	8 350	1 197	0,33	2,4	32	0,34	121	290,4	1	56,5	346,9
9	7 360	1054,6	0,293	0,7	25	0,56	434	303,8	1	153	456,8
10	6 090	872,7	0,242	2,2	25	0,47	312	686,4	1	107	793,4
11	5 100	730,8	0,2	8,2	25	0,37	209	1713,8	1	66,9	1780,9
12	3 060	438,5	0,12	1,1	20	6,37	292	321,2	3	200,5	521,7
13	2 040	292,3	0,08	3,9	20	0,25	142	553,8	1	30,5	584,3
14	1 020	146,2	0,04	7,5	15	0,24	194	1455	4	112	1567
$\phi + p_k 1020$										21 500	
14'	1020	146,2	0,04	7,2	15	0,24	194	1397	4	112	1508,8
13'	2040	292,3	0,08	4,0	20	0,25	142	568	1	30,5	598,5
12'	3060	438,5	0,12	1,0	20	0,37	292	292	3	201	493
11'	5100	730,8	0,2	5,1	25	0,37	209	1065,9	1	66,9	1132,8
10'	6090	872,7	0,242	2,2	25	0,47	312	686,4	1	107	793,4
9'	7360	1054,6	0,293	0,7	25	0,56	434	303,8	1	153	456,8
8'	8350	1196,5	0,332	2,4	32	0,34	121	290,4	1	56,5	346,9
7'	9340	1338,4	0,371	0,7	32	0,37	138	96,6	1	66,9	163,5
6'	10330	1480,3	0,41	4,3	32	0,42	175	752,5	1	86,2	838,7
5'	13310	1907	0,53	5,0	32	0,57	311	1555	1,5	218	1773
4'	26940	3860	1,07	1,0	50	0,49	147	147	2	235	382
3'	61960	8879	2,47	2,3	70	0,7	198	455,4	3	718,8	1174,2
2'	106510	15263	4,24	41,5	100	0,5	58,5	2428	4,5	528	2955,8
1'	53260	7632	2,12	2,3	70	0,6	148	340,4	0,5	88	428,4
$\Sigma I = 149,8$ М										$\Sigma 48\,395$	
Второстепенное кольцо циркуляции											
$\Delta P_p = (RI + 7) 5-14$, $\phi = 38525$ Па											
5'-14'											
$R_{cp} = 204,6$ Па/м											
15	13630	1953	0,543	2,8	32	0,57	311	870,8	1,0	162,5	1033,3
16	11390	1632	0,453	0,9	32	0,47	216	194,4	3,0	331,5	525,9
17	7370	1056	0,293	12,1	32	0,31	105	1270,5	1,0	48,05	1318,6
18	5700	817	0,227	3,0	25	0,4	251	753	1,0	80	833
19	3690	529	0,147	8,3	25	0,27	125	1037,5	1,0	36,5	1074
20	2700	387	0,107	2,6	15	0,65	1193	3101,8	4,0	211,25	3312,5
$\phi + p_{кл} 2700$										19800	
20'	2700	387	0,107	2,4	15	0,65	1193	2863	4,0	211,25	3074,5
19'	3690	529	0,147	8,4	25	0,27	125	1050	1,0	36,5	1086,5
18'	5700	817	0,227	2,9	25	0,4	251	727,9	1,0	80	807,9
17'	7370	1056	0,293	12,5	32	0,31	105	1312,5	1,0	48,05	1360,6
16'	11390	1632	0,453	0,9	32	0,47	216	194,4	3,0	331,5	525,9
15'	13360	1953	0,543	2,7	32	0,57	311	839,7	1,0	162,5	1002,2
$\Sigma I = 59,5$										$\Sigma 35754,7$	

РАЗДЕЛ VIII



Оборудование гидравлических контуров системы тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами

Принципиальные схемы тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	292
Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы СКВ с чиллерами и фэнкойлами	293
Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы с промежуточными теплообменниками	294
Схема тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами с теплогенератором и гидравлическим регулятором	296
Схема тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами с использованием теплоты конденсации хладагента.	300
Оборудование гидравлических контуров	302
Циркуляционный насос	302
Расширительный бак и предохранительный клапан	310
Аккумулирующий бак	318
Насосные станции CLIVET	320

Принципиальные схемы тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами

Принципиальная схема тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами должна разрабатываться в каждом конкретном случае с учетом специфики здания, принципиальных и конструктивных решений по системе кондиционирования воздуха: центральной и местной, способах регулирования тепло-холодопроизводительности в зависимости от наружных и внутренних воздействий, с учетом требований энергосбережения (применение аккумуляторов холода и теплоты, регенерации теплоты, автоматического регулирования), особенностей источников теплоты и холода.

Самая простая и дешевая принципиальная гидравлическая схема системы холодо-снабжения — одноконтурная, объединяющая источник холода — чиллер, фэнкойлы и насосную станцию. Недостатки этой схемы:

1. При установке чиллера снаружи здания, чтобы исключить замерзание воды в водяном теплообменнике чиллера, необходимо опорожнять всю систему в зимнее время и заполнять систему водой перед началом эксплуатации, что усложняет эксплуатацию системы.
2. Заполнение системы незамерзающим водным раствором этиленгликоля или пропиленгликоля приводит к возрастанию по сравнению с чистой водой расхода холодоносителя, потерь давления в системе, а, следовательно, и эксплуатационных расходов на перемещение холодоносителя; самым безопасным холодоносителем в здании является чистая вода.
3. Необходимость для устойчивой работы чиллера поддержания постоянного расхода холодоносителя через испаритель и в системе в целом исключает возможность количественного регулирования холодопроизводительности фэнкойлов (двухходовые регулирующие клапаны) и ограничивает возможность снижения расхода холодоносителя в системе и экономии электроэнергии в процессе эксплуатации.
4. Сложность теплогидравлической увязки нескольких параллельно функционирующих колец с различными режимами работы системы холодоснабжения фэнкойлов (кольцо через воздухоохладители центральных кондиционеров, кольца через фэнкойлы).
5. Не используется такой резерв экономии теплоты в здании, как регенерация теплоты конденсации паров холодоагента.
6. Исключена возможность круглогодичного кондиционирования воздуха в помещениях здания, так как отсутствует пиковый источник теплоты.

В системе тепло-холодоснабжения поверхностных теплообменников и фэнкойлов обычно имеется несколько параллельно функционирующих циркуляционных контуров, отличающихся гидравлическим и тепловым режимами, в которых, наряду с качественным регулированием мощности, все шире используются количественные методы, т.е. регулирование расхода тепло- и холодоносителя с целью энергосбережения. В то же время для устойчивой работы теплогенератора и чиллера требуется поддержание постоянства расхода тепло-холодоносителя в контуре циркуляции. При разработке схемы необходимо обеспечить минимальную гидравлическую зависимость контуров источника холода, теплоты и внешнего контура теплопотребления, связанную с необходимостью обеспечения стабильного теплогидравлического режима источника холода и теплоты, переменного теплогидравлического режима потребителей — фэнкойлов, воздухонагревателей и воздухоохладителей центральных кондиционеров. Гидравлические схемы должны строиться на основе одного общего принципа зонирова-

ния и разделения гидравлической схемы на части с условно независимой организацией циркуляции тепло- и холодоносителя в контурах источника холода, теплоты, потребителей. В связи с этим невозможно обойтись единым гидравлическим модулем (насосной станцией).

Разделение контуров источников теплоты и холода потребителей может осуществляться через проточные или емкостные теплообменники или с помощью новых устройств гидравлической балансировки схем — коллекторов малых перепадов давлений (называемых еще гидравлическими регуляторами). Гидравлическая изоляция контура теплогенератора и чиллера несмотря на высокую стоимость теплообменников обеспечивает устойчивую работу системы в процессе эксплуатации, повышает надежность работы оборудования.

Принципиально важно при пониженных параметрах теплоносителя, что характерно для системы теплоснабжения фэнкойлов, обеспечить защиту теплогенератора от недопустимо низких температур на входе (температура должна быть выше температуры конденсации уходящих газов) и обеспечить режим работы с расходами теплоносителя не ниже минимально допустимых.

В то же время при разработке схемы с применением конденсационных теплогенераторов нет необходимости в защите от низких температур обратной воды на входе в теплогенератор. Для обеспечения конденсации в поверхностях нагрева таких теплогенераторов температура воды в обратном трубопроводе должна быть как можно ниже, что хорошо согласуется с выбором параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов и может рассматриваться как еще один аргумент в защиту их понижения.

Не претендуя на полноту охвата всех возможных вариантов схем и их особенностей, приведем несколько примеров схем тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами, реализованных в рабочих проектах и смонтированных на реально существующих объектах.

Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы СКВ с чиллерами и фэнкойлами

В административном здании запроектирована система кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. Два чиллера с воздушным охлаждением конденсатора и осевыми вентиляторами устанавливаются во дворе здания, а два гидромодуля — в специальном помещении в подвале. В здании отсутствует централизованный приток обработанного наружного воздуха. Фэнкойлы приняты одноконтурными, система тепло-холодоснабжения двухтрубная, со смешением наружного и рециркуляционного воздуха. Наружный воздух забирается через отверстие с решеткой на фасаде здания, через клапан поступает в смесительную камеру фэнкойла. Предусмотрена специальная защита от замерзания воды в теплообменнике фэнкойла в холодный период года. В зимнее время система работает в режиме отопления, а фэнкойлы выполняют роль отопительных приборов. Источником теплоты в пиковом режиме является система централизованного теплоснабжения от ТЭЦ, в переходный период — чиллер, работающий в режиме теплового насоса. Принято зонирование: два фасада, каждый из которых имеет самостоятельный контур циркуляции тепло-холодоносителя, включающий чиллер и гидромодуль. Контур пикового источника теплоты — тепловая сеть отделен от потребителей промежуточным водо-водяным пластинчатым теплообменником. В схеме предусмотрен независимый циркуляционный контур теплоснабжения от пикового источника теплоты с самостоятельной группой насосов, фильтром, расширительным баком, что дает возможность уменьшить расход теплоносителя в системе по сравнению с расходом холодоносителя в режиме отопления и уменьшить потребление электроэнергии насосами в режиме отопления.

На схеме рис.8.1. цифрами обозначена запорная арматура и обратные клапаны. Предусмотрено ручное переключение режимов работы системы с помощью запорной арматуры. Возможно переключение в автоматическом режиме. Положение запорной арматуры (шаровые краны или дисковые затворы в зависимости от диаметра):

режим охлаждения и отопления в режиме теплового насоса;

«открыто»: 1,2,4,5,6,8,13,14;

«закрыто»: 3,7,15,16

режим отопления (пиковый источник теплоты):

«открыто» 3,7,15,16

«закрыто» 2,4,6,8,13,14.

В схеме предусмотрено 2 циркуляционных насоса: рабочий и резервный. В режиме отопления в холодное время года наружные трубопроводы с чиллером отключаются от общей гидравлической системы (запирается запорная арматура 5 и 8). Чтобы предотвратить замерзание воды, предусмотрено опорожнение теплообменников 1 и 4 чиллеров с помощью спускных кранов 11 и 12. При включении чиллера недостаток воды компенсируется с помощью подпиточных насосов, устанавливаемых в специальном помещении в подвале.

Достоинства схемы:

1. Круглогодичный режим функционирования системы кондиционирования воздуха, все функции, включая отопление в холодный период.
2. Независимость гидравлических контуров: теплоснабжения от пикового источника и тепло- и холодоснабжения от чиллера.
3. Возможность экономии электроэнергии за счет уменьшения расхода теплоносителя в режиме отопления от пикового источника
4. Простота и экономичность.
5. Гидравлическая устойчивость системы в режиме отопления с тепловым насосом.
6. Зонирование двухтрубной системы тепло-холодоснабжения.

Недостатки схемы:

1. Необходимость слива воды из теплообменника чиллера в холодный период года.
2. Сохранение неизменным расхода теплоносителя в режиме теплового насоса, что исключает возможность экономии электроэнергии в период его использования.

Схема тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами с круглогодичным режимом работы с промежуточными теплообменниками

Схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы с промежуточными теплообменниками разработана для реконструируемого административного здания. В здании предусмотрены три центральные системы кондиционирования воздуха для подачи минимального количества наружного воздуха и система кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. Фэнкойлы устанавливаются под окнами и в холодное время выполняют функции отопительных приборов. Источником холода является два чиллера с воздушным охлаждением конденсатора и осевыми вентиляторами, работающие только в режиме холодильной машины, устанавливаемые снаружи здания.

Система тепло-холодоснабжения двухтрубная с независимыми гидравлическими контурами через фэнкойлы, воздухоохладители центральных кондиционеров, воздухонагреватели центральных кондиционеров, испарители чиллеров. Контур гидравлически разделены пластинчатыми теплообменниками TO1, TO2 и TO3.

Источником теплоты в холодное и переходное время служит тепловая сеть, контур «тепловая сеть — теплообменник TO3».

В контуре «испаритель чиллера — промежуточный теплообменник» циркулирует незамерзающий водный раствор этиленгликоля, что упрощает эксплуатацию системы, предусмотрен насос для заполнения контуров раствором и бак для приготовления рас-

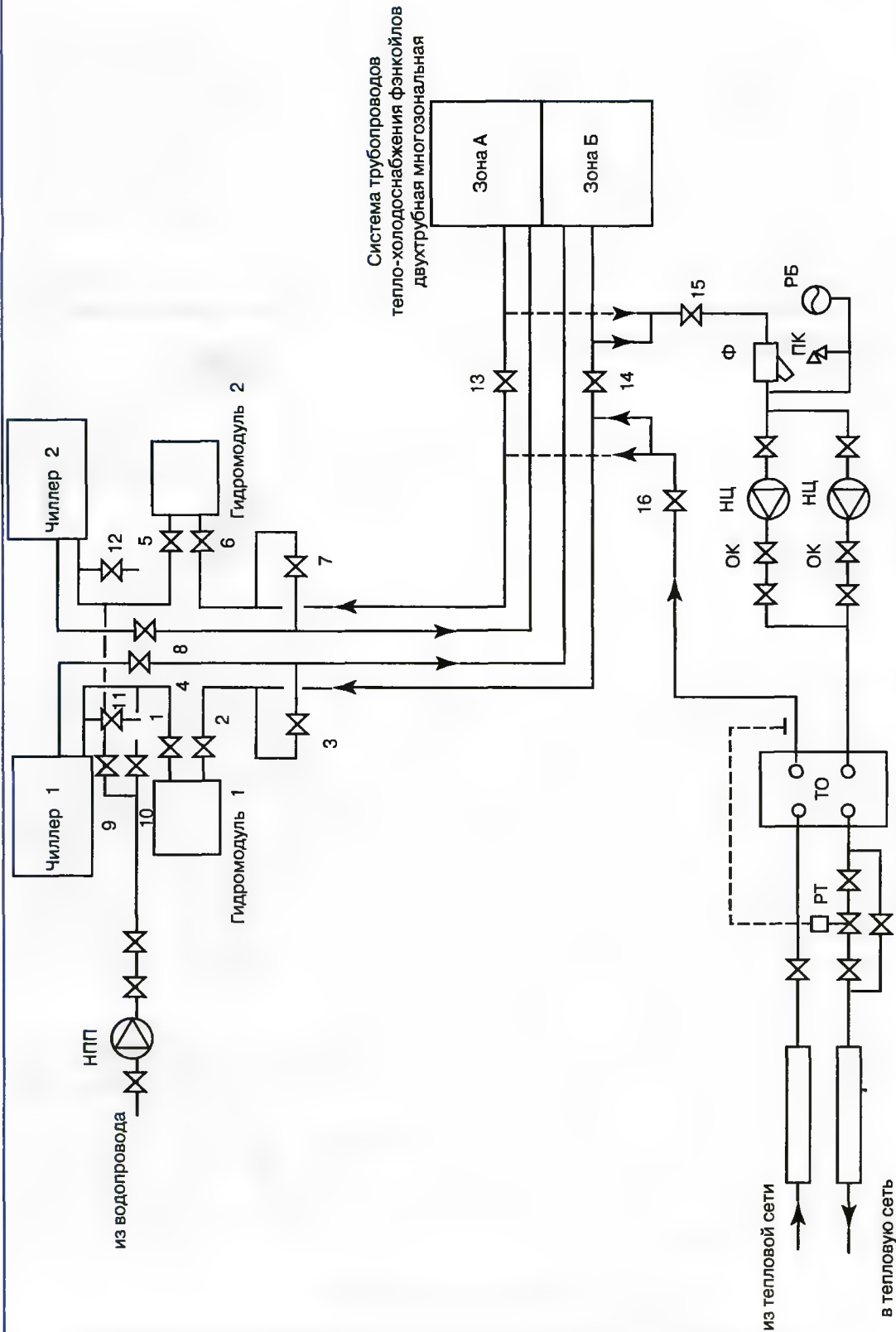


Рис. 8.1. Принципиальная схема тепло-холодоснабжения с круглогодичным режимом работы системы кондиционирования воздуха с чиллером и фэнкойлами

НЦ — насос циркуляционный; НПП — насос подпиточный; РБ — расширительный бак; ПК — предохранительный клапан; ОК — обратный клапан; Ф — фильтр; РТ — регулятор температуры; ТО — теплообменник

твора. Концентрация водного раствора должна быть не ниже 42%, что соответствует температуре замерзания -29°C . Циркуляцию раствора обеспечивают насосные станции с параллельно работающими насосами.

В контуре «теплообменник ТО1 — фэнкойлы» предусмотрена самостоятельная пара насосов с регулируемой частотой вращения, обеспечивающая циркуляцию холодоносителя в режиме охлаждения, при этом запорная арматура 1 и 2 открыта, а 3 и 4 закрыта. В режиме отопления теплоноситель нагревается в теплообменнике ТО3, при этом запорная арматура 3 и 4 открыта, а 1 и 2 закрыта. Применение насоса с регулируемой частотой вращения дает возможность уменьшить расходы теплоносителя в режиме отопления с целью сокращения расхода электроэнергии. В переходный период в режиме свободного охлаждения, закрывается запорная арматура 1 и 2.

Параметры теплоносителя в режиме отопления поддерживаются с помощью регулятора температуры, изменяющего расход греющего теплоносителя через теплообменник ТО3.

Положение запорной и регулирующей арматуры:

а) режим отопления:

«открыто» 11,12,3,4;

«закрыто» 1,2,5,6;

б) режим свободного охлаждения (только обработанным наружным воздухом):

«открыто» 5,6;

«закрыто» 1,2,3,4,11,12;

в) режим охлаждения:

«открыто» 1,2,5,6;

«закрыто» 11,12,3,4.

Достоинства схемы:

1. Независимый контур с постоянным расходом водного раствора этиленгликоля через чиллеры, что обеспечивает устойчивую работу и упрощает эксплуатацию системы, улучшает ее экологичность;
2. Применение насосов с переменной частотой вращения позволяет экономить электроэнергию как в режиме охлаждения (применение двухходовых регулирующих клапанов на фэнкойлах), так и в режиме отопления за счет уменьшения расхода теплоносителя по сравнению с расходом холодоносителя.
3. Промежуточные теплообменники ТО1, ТО2 и ТО3 позволяют гидравлически и в тепловом отношении разделить контуры воздухоохладителей и фэнкойлов в режиме охлаждения и отопления, имеющие разные режимы функционирования и методы регулирования мощности.

Недостатки схемы:

1. Однозональная двухтрубная схема трубопроводов, что в переходный период сказывается на обеспечении комфортных условий в помещениях разных фазов здания.
2. Не предусмотрена работа чиллера в режиме теплового насоса.
3. Общий циркуляционный насос для контуров охлаждения «ТО1 — фэнкойлы» и отопления «ТО3 — фэнкойлы»; недостаток ликвидируется, если насос с регулируемой частотой вращения.

Схема тепло-холодоснабжения СКВ

с чиллерами и фэнкойлами с теплогенератором и гидравлическим регулятором

Схема разработана для небольшого жилого здания, имеющего собственный источник теплоты — теплогенератор, обеспечивающий потребность здания в теплоте на нужды отопления, горячего водоснабжения, нагревания приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха. Для поддержания стабильного темпера-

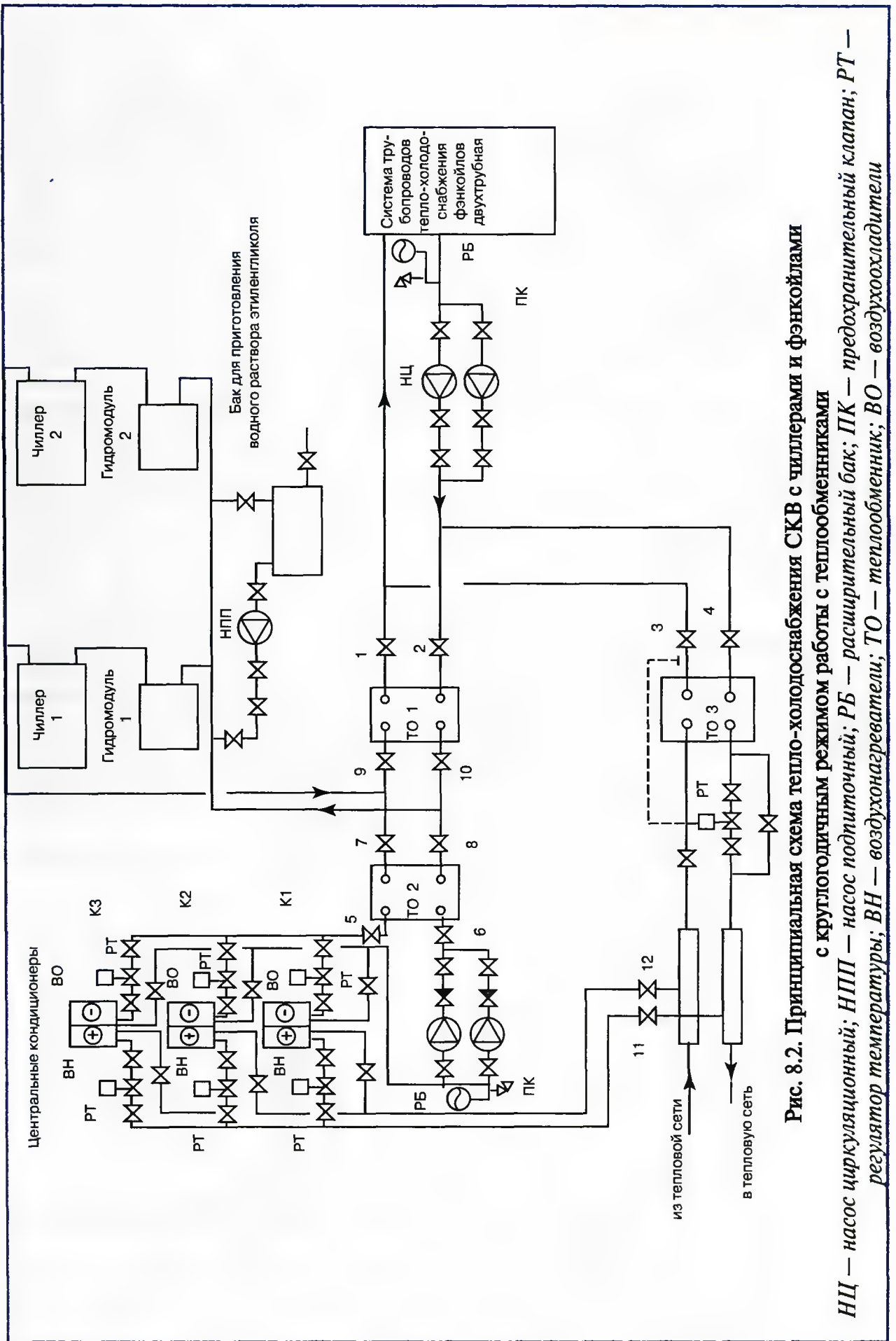


Рис. 8.2. Принципиальная схема тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами с круглогодичным режимом работы с теплообменниками

НЦ — насос циркуляционный; НПЦ — насос подпиточный; РБ — расширительный бак; ПК — предохранительный клапан; РТ — регулятор температуры; ВН — воздухонагреватели; ТО — теплообменник; ВО — воздухоохладители

турного режима (постоянство температуры в обратном трубопроводе на входе в теплогенератор на уровне выше температуры точки росы уходящих газов) предусмотрен трехходовой регулирующий клапан, изменяющий в зависимости от сигнала датчика температуры обратной воды поток теплоносителя через байпас. Для изоляции гидравлического контура потребителей теплоты со своими условиями циркуляции и температурными режимами от контура теплогенератора, с практически постоянным гидравлическим режимом, предусмотрен гидравлический регулятор, смонтированный в вертикальном положении, эффективно осуществляющий так же отделение шлама и газов (воздуха) из теплоносителя. Потребители теплоты: воздухонагреватель центрального кондиционера, система горячего водоснабжения, система теплоснабжения фэнкойлов имеют самостоятельные контуры циркуляции со своими циркуляционными и смешивательными насосами. Поддержание заданной температуры приточного воздуха в помещении в холодное время обеспечивается качественным регулированием тепловой мощности воздухонагревателя центрального кондиционера с помощью трехходового регулирующего клапана. Аналогично обеспечивается поддержание заданных параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов с помощью 3-х ходового регулирующего клапана.

Циркуляцию теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов обеспечивают циркуляционные насосы, самостоятельные для контура отопления фэнкойлов, подбираемые по соответствующим значениям расхода теплоносителя и потерям давления в гидравлической сети для режима отопления. В режиме охлаждения и отопления в переходный период циркуляция холодо- и теплоносителя осуществляется с помощью насосной станции. Источником холода и теплоты в переходный период служит чиллер с воздушным охлаждением конденсатора с регенеративным теплообменником для отбора теплоты конденсации. Холодоснабжение воздухоохладителей центрального кондиционера осуществляется от чиллера, регулирование мощности — с помощью регулятора температуры, изменяющего расход холодоносителя по сигналу датчика температуры приточного воздуха или температуры внутреннего воздуха помещения. Вода на нужды горячего водоснабжения нагревается в емкостном водонагревателе греющим теплоносителем от теплогенератора в холодный и переходный период. В жаркое летнее время при работе чиллера на полную мощность, возможно использовать теплоту конденсации хладагента чиллера для нагревания воды в емкостном водонагревателе.

Для этого запорная арматура 13 и 14 должна быть открыта, 11 и 12 закрыта. Емкостный водонагреватель служит также аккумулятором теплоты.

Положение запорной регулирующей арматуры:

1. режим отопления, холодный период:

«открыто» 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 11, 12;

«закрыто» 9, 10, 15, 16, 13, 14;

2. режим отопления (тепловой насос):

«открыто» 9, 10, 17, 18;

«закрыто» 1, 2, 5, 6, 7, 8, 13, 14, 15, 16, 19, 20;

3. режим охлаждения:

«открыто» 9, 10, 13, 14, 15, 16;

«закрыто» 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 17, 18.

Достоинства схемы:

1. Позволяет в полной мере реализовать возможности оборудования: режим теплового насоса, регенерация теплоты, направленные на энергосбережение при обеспечении комфортных условий.
2. Гидравлическая и тепловая независимость всех контуров, обеспечивающая гидравлическую и тепловую устойчивость, надежность эксплуатации системы и оборудования.

3. Снижение эксплуатационных затрат за счет гибкого переключения режимов работы системы.
4. Отсутствие дорогостоящих теплообменников.

Недостатки схемы:

1. Гидравлически зависимые контуры циркуляции через воздухоохладители центрального кондиционера и фэнкойлы.
2. Не используется работа чиллера в режиме теплового насоса для нагревания воды на нужды горячего водоснабжения в переходный период.
3. Необходимость слива воды в холодное время года из теплообменника чиллера.

Схема тепло-холодоснабжения СКВ

с чиллерами и фэнкойлами с использованием теплоты конденсации хладагента

Принципиальная схема тепло-холодоснабжения системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами с использованием теплоты конденсации хладагента разработана для гостиницы. Источником холода являются два чиллера с воздушным охлаждением конденсатора. Один из чиллеров выполнен с дополнительным водяным конденсатором. Система тепло-холодоснабжения фэнкойлов четырехтрубная с независимыми контурами охлаждения и отопления. Каждый контур изолирован от источника холода и теплоты пластинчатыми теплообменниками ТО1 и ТО2 и имеет собственные циркуляционные насосы.

Циркуляцию раствора этиленгликоля через испарители чиллеров обеспечивают насосные станции. Чиллеры могут работать в режиме теплового насоса; первый является источником теплоты в системе теплоснабжения фэнкойлов, второй — как один из источников теплоты в системе горячего водоснабжения в пасмурную погоду при отключении центрального теплоснабжения.

Для нагревания воды в системе горячего водоснабжения при работе чиллера 1 в режиме охлаждения используется теплота конденсации, отбираемая в дополнительном водяном конденсаторе чиллера 1. Вода из водопровода циркуляционными насосами подается в теплообменник ТО3, где нагревается водой, охлаждающей конденсатор, и подается на водоразбор. При отсутствии водоразбора в баках-аккумуляторах происходит накопление горячей воды. В период максимального водоразбора холодная вода поступает в нижнюю часть левого бака и выдавливает накопившуюся горячую воду из верхней части правого бака, которая поступает на водоразбор. При недостатке теплоты конденсации для нагревания воды она, проходя через теплообменники горячего водоснабжения ТГ1 и ТГ2 первой и второй ступени догревается и поступает на водоразбор. При неработающей тепловой сети расход горячей воды уменьшается с помощью регулятора РТ так, чтобы температура воды была не ниже 45 °С. Горячая вода при полной заполняемости гостиницы людьми может отпускаться по графику.

Положение запорной арматуры:

1. режим отопления (холодный период):
«открыто» 1, 2, 3, 4, 5, 15, 16;
«закрыто» 1, 6, 7, 8, 9, 10;
2. режим теплового насоса чиллера 1 и 2 отопление (переходный период):
«открыто» 2, 3, 6, 7, 8, 11, 12;
«закрыто» 1, 4, 5, 9, 10, 13, 14, 15, 16;
3. режим охлаждения теплый период:
«открыто» 7, 8, 9, 10, 13, 14;
«закрыто» 1, 2, 3, 4, 5, 11, 12, 15, 16.

Достоинства схемы:

1. Комплексное решение задачи обеспечения комфортных условий в здании круглый год.

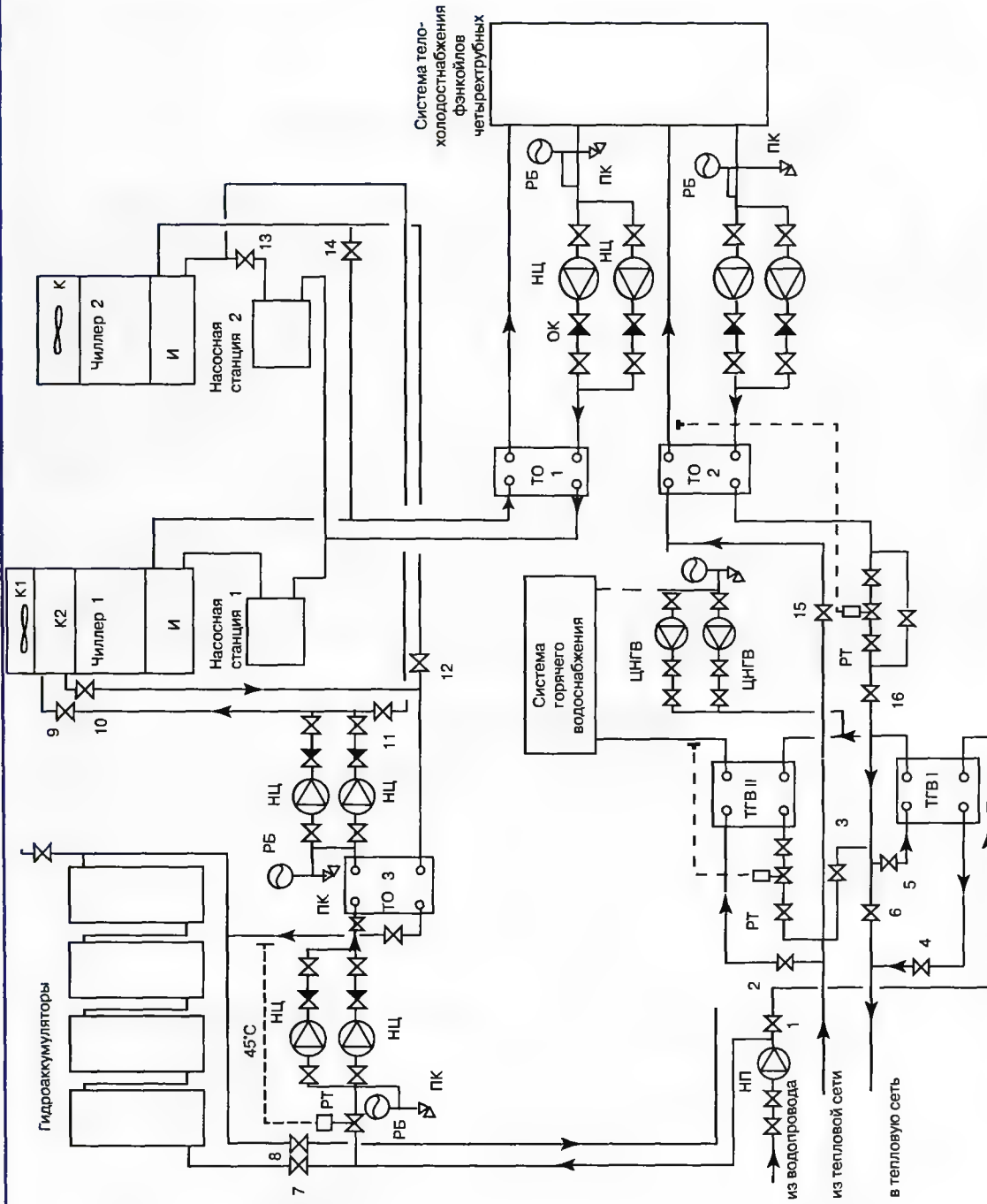


Рис. 8.4. Принципиальная схема тепло-холодоснабжения СКВ с чиллерами и фэнкойлами с использованием теплоты конденсации хладагента

НЦ — насос циркуляционный; НП — насос подпиточный; РБ — расширительный бак; ПК — предохранительный клапан; РТ — регулятор температуры; ВН — воздухоподогреватель; ТО — теплообменник; НЦГВ — насос циркуляционный горячего водоснабжения

2. Четырехтрубная система трубопроводов.
3. Независимость контуров циркуляции источников теплоты и холода и потребителей.
4. Удобство и экономия энергии при эксплуатации системы.
5. Отсутствие перерывов в работе системы горячего водоснабжения при отключении централизованного источника теплоты.

Недостатки схемы:

1. Общие гидравлические контуры отопления в режиме теплового насоса и охлаждения.
2. Большое количество теплообменников и насосов увеличивает инвестиционные вложения в систему.

Оборудование гидравлических контуров

При проектировании СКВ с чиллерами и фэнкойлами необходимо подобрать соответствующее оборудование в каждом циркуляционном контуре, которых в зависимости от выбранной или разработанной схемы тепло-холодоснабжения может быть несколько. Например, контур циркуляции холодной воды через фэнкойлы и пластинчатый теплообменник, контур циркуляции водного раствора этиленгликоля через испаритель чиллера и пластинчатый теплообменник, контур циркуляции горячей воды через теплообменник горячей воды и источник теплоты, контур циркуляции жидкости, охлаждающей конденсатор, и т. д. В системе «чиллер-фэнкойлы» могут устанавливаться насосные станции (гидромодули), как готовые к монтажу единицы. В последнее время некоторые модели чиллеров выпускают со встроенным гидравлическим модулем.

При выборе насосной станции, чиллера со встроенным гидромодулем и заказе оборудования необходимо проверить соответствие характеристик насоса, размеров расширительного бака, аккумулирующего бака, настройки предохранительного клапана гидравлического модуля требуемым значениям параметров конкретной системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов, которые определяются расчетом.

Циркуляционный насос

В каждом контуре циркуляции подбирают циркуляционный насос по двум расчетным значениям: подаче насоса и напору, развиваемому насосом. Подачу насоса — объемное количество жидкости, перемещаемое за час, определяют по известному массовому расходу жидкости в циркуляционном контуре:

$$L = \frac{G}{\rho}, \quad (1)$$

где G — расчетный массовый расход жидкости в циркуляционном контуре, кг/час, определяемый по формуле:

$$G = \frac{3,6 \cdot 1,1Q}{c_{ж}(t_{жк} - t_{жн})}, \quad (2)$$

где Q — количество теплоты, которое обеспечивает перемещаемая жидкость, Вт;
 $c_{ж}$ — удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг К;
 $t_{жн}$, $t_{жк}$ — температура жидкости начальная и конечная, °С;
 ρ — плотность жидкости при температуре перемещаемой среды, кг/м³.

Под напором насоса понимается высота столба жидкости, гидростатическое давление которого равно циркуляционному давлению, создаваемому насосом, выражается в метрах водяного столба. Циркуляционное давление — создаваемое насосом повышен-

ное давление, необходимое для преодоления сопротивления ее движения в гидравлической сети. Гидравлическое сопротивление сети складывается из потерь давления в элементах главного кольца циркуляции: трубопроводах, фэнкойле, регулирующей, балансирующей и запорной арматуре, испарителе чиллера или пластинчатом теплообменнике, определяемых при гидравлическом расчете (смотри раздел VII).

Подбор насоса осуществляют наложением характеристики гидравлической сети на универсальную характеристику насоса. Характеристика насоса — зависимость напора, развиваемого насосом, потребляемой мощности от расхода перемещаемой среды. Характеристики насосов приводятся в каталогах фирм-производителей. На первоначальном этапе необходимо выбрать тип насоса и соответствующую характеристику. Выбор типа насоса в зависимости от расчетных значений параметров работы проводят по сводным характеристикам с учетом необходимости, выбранного способа и диапазона регулирования расхода жидкости в циркуляционном контуре.

Центробежные циркуляционные насосы с мокрым ротором разработаны специально для систем отопления, способны перемещать значительное количество воды и развивать сравнительно небольшое давление. Это малозумные горизонтальные насосы центробежного типа, соединенные в единый блок с электродвигателем и закрепляемые непосредственно на трубопроводах (без фундамента). В насосах этого типа все части, вращающиеся внутри электродвигателя с разделительным стаканом, работают в перекачиваемой среде. В них отсутствует сальник и скользящее торцевое уплотнение, применяемое в обычных насосах для уплотнения вала. Смазка подшипников вала и охлаждение частей электродвигателя осуществляется перекачиваемой средой. Часть электродвигателя, находящаяся под напряжением (статор с обмоткой), размещена в кожухе и отделена от мокрой полости разделительным стаканом с кольцевым уплотнением. Насосы с мокрым ротором благодаря своей конструкции имеют низкие шумовые характеристики.

Насосы с мокрым ротором выпускаются в нескольких модификациях в зависимости от способа регулирования производительности: стандартные со ступенчатым регулированием числа оборотов, энергоэкономичные с электронным управлением (встроенный частотный преобразователь), высокоэффективные на основе ЕСМ технологии. Большинство асинхронных двигателей имеют конструкцию, обеспечивающую вращение ротора с фиксированной скоростью или позволяют менять эту скорость ступенчато (в 2-3 раза). Плавное и в широких пределах изменение скорости вращения электродвигателя стало возможно с появлением частотного преобразователя для управления электродвигателем. Это силовое электрическое устройство, обеспечивающее эффективное регулирование амплитуды и частоты питающего напряжения, подводимого к статорным обмоткам электродвигателя. Регулирование частоты обеспечивает адекватное изменение скорости вращения ротора, а амплитуда питающего напряжения при фиксированном значении частоты определяет величину максимального момента, развиваемого на валу двигателя. Целый ряд фирм производят насосы с частотно-регулируемым приводом. Такие насосы имеют следующие преимущества: поддержание в широких пределах и с высокой точностью скорости вращения двигателя и колеса насоса, плавный пуск и остановка, исключая броски пускового тока, гидравлические удары в трубопроводах, экономия электроэнергии. Последнее преимущество является основным. Энергия сберегается за счет того, что в любой момент времени фактические значения расхода тепло-холодоносителя и потерь давления в сети будут соответствовать требуемым значениям.

Использование частотного преобразователя со встроенным автоматическим регулятором (например, ПИД) в замкнутом контуре управления позволяет посредством изменения скорости вращения двигателя автоматически поддерживать заданную величину некоторых технологических параметров. В замкнутом циркуляционном контуре такими параметрами могут быть перепад давления, расход жидкости, а также температура жидкости.

Для систем тепло-холодоснабжения с изменяемой характеристикой гидравлической сети (термостаты, двухходовые регулирующие клапаны у фэнкойлов) возможно:

- поддержание постоянного перепада давления;
- регулирование перепада давления в зависимости от подачи (по прямой);
- регулирование перепада давления в зависимости от температуры;

Для систем с неизменяемой характеристикой гидравлической сети (трехходовые клапаны у фэнкойлов, контур охлаждения конденсатора) :

- регулирование по перепаду температур;
- управление по температуре.

При этом фактическое значение параметра измеряется с помощью соответствующего датчика, и после преобразования в стандартный электрический сигнал заводится в качестве обратной связи на элемент сравнения регулятора. При отклонении в ту или иную сторону фактической величины параметра от заданной появляется сигнал рассогласования, который обрабатывается автоматическим регулятором, что приводит к уменьшению или увеличению скорости вращения двигателя, и, соответственно, к изменению физического параметра до достижения им заданного значения. На рис. 8.3, 8.6, 8.7 показаны возможные рабочие характеристики насосов с электронной системой регулирования и несколько способов регулирования.

Первый способ соответствует регулированию при поддержании постоянного перепада давления в гидравлической сети во всем диапазоне расхода воды (рис. 8.5). В расчетном режиме пересечение характеристики сети I и характеристики насоса при максимальном числе оборотов дает точку A и номинальные значения подачи $L_{ном}$, напора $H_{ном}$ и потребляемой мощности $N_{ном}$. Когда срабатывают регулирующие клапаны (термостаты, двухходовые клапаны), увеличиваются потери давления в гидравлической сети и изменяется ее характеристика, она становится круче (кривая II). При неизменном числе оборотов рабочая точка переместилась бы в точку B и значения параметров работы составили бы: подача L_d , напор H_d , потребляемая мощность N_d . Получая сигнал от одного или нескольких датчиков перепада давления, выбирая минимальный («узкое место»), микропроцессор сравнивает этот сигнал с заданным, уменьшает число оборотов, а также расход воды до значения L_p , так чтобы сохранить заданное значение перепада давления $H_{ном}$. В этом случае потребляемая мощность N_p будет меньше, чем при обычном дросселировании сети N_d и ниже номинальной $N_{ном}$.

Микропроцессор позволяет настраивать насосы на режим работы с пропорциональным регулированием давления, развиваемого насосом (рис 8.6). В этом режиме регулирования заданное значение перепада давления изменяется в соответствии с некоторой предварительно запрограммированной в микропроцессоре зависимостью III. Для реализации этого режима необходимо знать гидравлическую характеристику сети и характер ее изменения при регулировании расхода в сети. Микропроцессор сравнивает текущее значение перепада давления с измененным в соответствии с программным заданием H , и изменяет число оборотов, а так же расход до значения L_p так, чтобы поддерживать заданное значение перепада давления H_p в соответствии с прямой III. Благодаря режиму пропорционального регулирования достигается еще более значительное снижение потребляемой мощности насосом $N_p < N_p' < N_{ном}$.

В оборудовании с неизвестной характеристикой сети, неизвестным «узким местом», а так же где невозможно провести сигнальные кабели от датчиков до микропроцессора, применяют регулирование перепада давления в зависимости от расхода воды. Заданное значение перепада давления программируется в зависимости от расхода воды. Одновременно с датчиком перепада давления, устанавливаемым у насоса на выходе из системы, ставят датчик расхода на входе в систему. При отклонении текущего значения перепада давления от заданного, соответствующего измеренному значению расхода воды, микропроцессор выбирает частоту вращения так, чтобы перепад давления соответствовал рас-

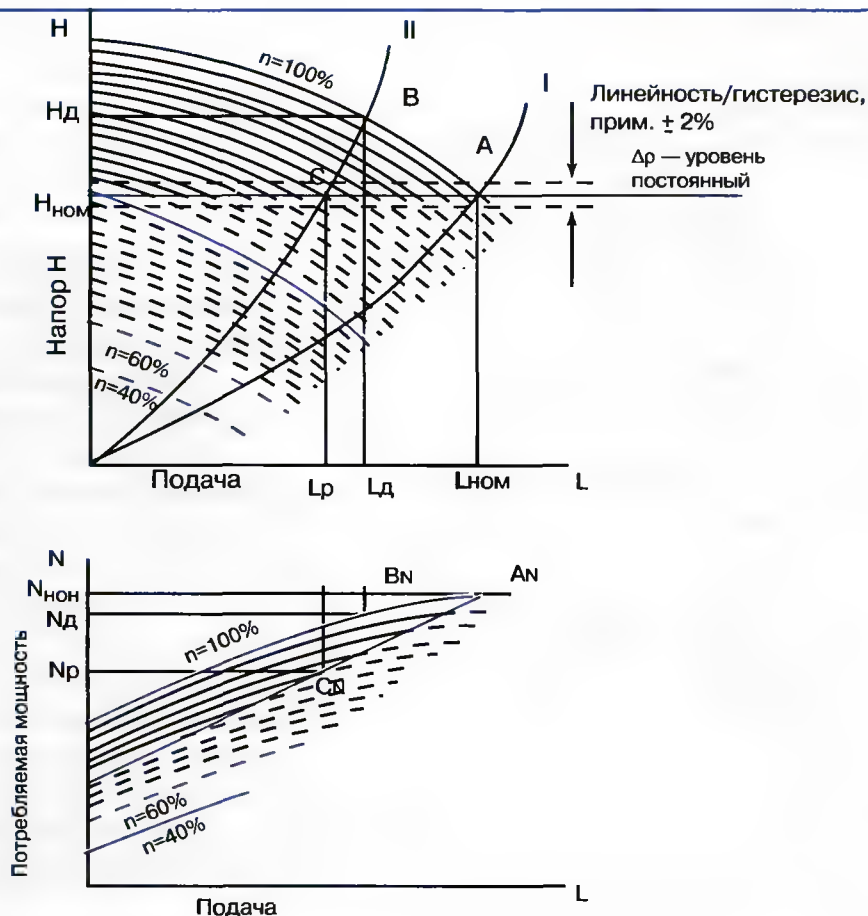


Рис. 8.5. Регулирование при поддержании постоянного перепада давления в гидравлической сети: I — характеристика сети до срабатывания регулирующих клапанов; II — характеристика сети после срабатывания регулирующих клапанов
A — рабочая точка для расчетного режима работы; B — рабочая точка при дросселировании сети и неизменной характеристике насоса (частоте вращения); C — рабочая точка при дросселировании сети и изменяемой характеристике насоса (частоте вращения)

ходу воды. Этот способ может применяться также для двойных, параллельно работающих насосов (рис. 8.7) .

Способы регулирования перепада давления в зависимости от температуры наружного воздуха, регулирования по перепаду температур воды в системе, управление по температуре воды, применяемые в системах отопления, имеют ограниченное применение в водяных циркуляционных контурах систем кондиционирования воздуха. Перепад давления может быть поставлен в зависимость от температуры наружного воздуха только в небольших системах отопления с одним насосом при пропорциональном изменении нагрузки. В системах кондиционирования воздуха нагрузка зависит не только от наружной температуры, но и от других факторов, поэтому ее нельзя считать пропорциональной разности температур внутреннего и наружного воздуха.

В тоже время, в небольших системах, где невозможно установить регулирующие устройства (однотрубные системы) или возможно обойтись без них у потребителей (термостатов, двухходовых клапанов) при известных параметрах объекта регулирования (постоянная времени) возможно применить регулирование по общему перепаду температур воды в системе.

Управление по температуре осуществляется в соответствии с эмпирически найденной зависимостью, когда значениям температуры воды на входе в систему или выходе из нее соответствует определенное число оборотов электродвигателя насоса. При этом не

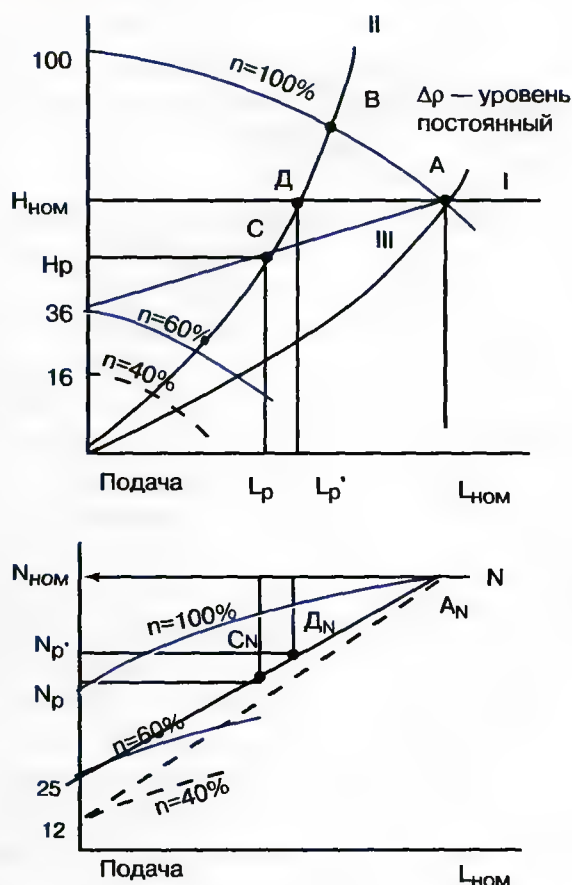


Рис. 8.6. Регулирование при пропорциональном изменении давления, развиваемого насосом:
 I — характеристика сети до срабатывания регулирующих клапанов;
 II — характеристика сети после срабатывания регулирующих клапанов
 A — рабочая точка для расчетного режима работы; B — рабочая точка при дросселировании сети и неизменной частоте вращения; C — рабочая точка при дросселировании сети и изменяемой частоте вращения по заданному значению перепада давления; D — рабочая точка при дросселировании сети и изменяемой частоте вращения при сохранении неизменным $H_{НОМ}$

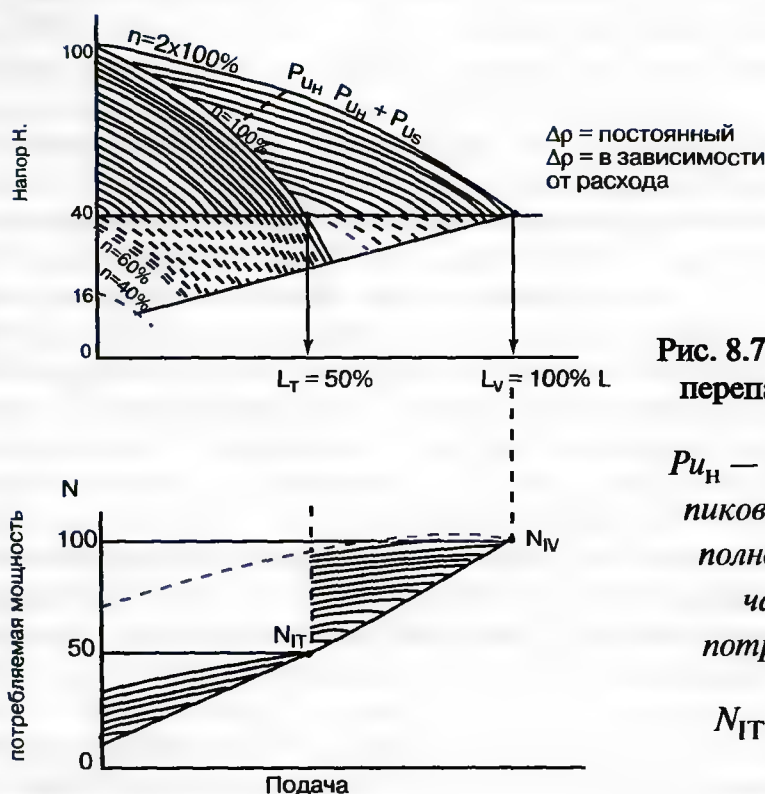


Рис. 8.7. Регулирование при изменении перепада давления в зависимости от подачи ($\Delta p - L$)
 P_{uh} — главный насос; P_{us} — насос для пиковых режимов; L_v — подача при полной нагрузке; L_T — подача при частичной нагрузке; N_{IV} — потребляемая мощность (полная нагрузка);
 N_{IT} — потребляемая мощность (частичная нагрузка)

используется обратная связь или сравнение заданных и текущих значений параметров. При снижении температуры на входе или повышении на выходе автоматически уменьшается число оборотов и мощность, потребляемая насосом. Этот способ возможно применить только в небольших слабо разветвленных гидравлических контурах с одним насосом, например, для контура водяного охлаждения конденсатора.

Электронный способ создает широкие возможности автоматизации процесса регулирования подачи насосов и позволяет исключить механические регулирующие устройства и дорогие автоматические балансировочные клапаны, тем самым повысить надежность работы установок, упростить их конструкцию. Применение насосов с электронным регулированием позволяет экономить до 66% электроэнергии на работу насоса по сравнению с энергопотреблением в системах, где используются насосы с постоянной частотой вращения в сочетании с автоматическими балансировочными клапанами.

Новая технология электронной коммутации двигателя (ECM Electronic Commutated Motors) применяется для синхронных электродвигателей, в которых ротор заполнен мощными постоянными магнитами. Взаимное положение магнитных полей статора и ротора создает вращающий момент, который приводит в движение ротор. Вращающееся магнитное поле статора, которое обеспечивает вращение ротора, создается благодаря электронному коммутированию (переключению) обмоток статора. Такое переключение обмоток статора обеспечивает необходимую смену электрических и магнитных полей.

Преимущества насоса с ЕС двигателем:

- магнитное поле в роторе создается без потерь, как в прежних асинхронных двигателях, потери магнитного потока уменьшаются за счет увеличенного магнитного сопротивления материала, из которого изготовлен разделительный стакан;
- возможна более высокая скорость вращения, чем у асинхронного двигателя, что способствует уменьшению размера и веса насоса при одинаковых параметрах работы;
- при режиме неполной нагрузки (98% от всего рабочего времени) не происходит значительного снижения КПД синхронного двигателя по сравнению с асинхронным.

Способы регулирования высокоэффективных насосов (ЕСМ технология) аналогичны способам регулирования насосов с электронным управлением: в системах с переменной характеристикой сети (термостатические клапаны и двухходовые регулирующие клапаны) осуществляется поддержание постоянного перепада давления при изменяющемся расходе тепло-холодоносителя, переменного перепада давления в зависимости от подачи, регулирование перепада давления в зависимости от температуры; в системах с постоянной характеристикой сети регулирование производительности насоса — по перепаду температур воды.

Применение высокоэффективных насосов с мокрым ротором позволяет сократить годовой расход электроэнергии до 80% по сравнению со стандартным насосом.

Насосы с мокрым ротором нашли широкое применение во всех циркуляционных контурах инженерных систем здания: систем отопления, горячего водоснабжения, системах кондиционирования воздуха. Расходы перемещаемой среды и потери давления в системе тепло-холодоснабжения фэнкойлов значительно выше, чем в обычных системах отопления, особенно, если в качестве холодоносителя используются незамерзающие растворы. Не всегда возможно подобрать циркуляционный насос такого типа, отвечающий заданным параметрам работы: подача и напор.

Для перемещения значительных объемов жидкости при высоких требуемых значениях напора применяют насосы с сухим ротором. Насос с сухим ротором — центробежный насос, в котором в качестве уплотнения между насосной частью и электродвигателем используется «скользящее торцевое уплотнение», состоящее из двух колец с точно

отполированными поверхностями. Пружина прижимает их друг к другу, и при работе они вращаются друг относительно друга. Между поверхностями скольжения образуется тонкая пленка воды, которая герметизирует насос при вращении поверхностей. Конструктивно различают несколько типов насосов с сухим ротором: прямопоточного исполнения («ин-лайн») с прифланцованным электродвигателем, блочные и консольные насосы на фундаментной раме.

В одноступенчатых насосах типа «ин-лайн» противолежащие всасывающий и напорный патрубки позволяют выполнить монтаж непосредственно на трубопроводе, который пригоден для этого, способен выдержать вес насоса с жидкостью, в котором не создаются напряжения при всех условиях эксплуатации. Трубопровод следует закрепить с помощью консоли. Допускается монтаж насоса в любом положении, кроме электродвигателем и модулем управления вниз. Насос типа «ин-лайн» может также устанавливаться на фундаменте.

Центробежные консольные насосы с электродвигателем и муфтовым соединением на одной общей раме устанавливают на фундаменте. В зависимости от перекачиваемой среды возможно исполнение насоса со скользящим торцевым уплотнением или с сальником. Напорный патрубок в таком насосе расположен вертикально, всасывающий — горизонтально. Последние требуют больше строительной площади для установки, создают шум и вибрацию, передаваемую на строительные конструкции, потребляют больше электроэнергии.

Насосы типа «ин-лайн» выпускаются в двух модификациях в зависимости от способа регулирования производительности: стандартные со ступенчатым регулированием числа оборотов, с электронным управлением (встроенный частотный преобразователь).

Обычно с целью повышения надежности работы системы устанавливаются два насоса: один рабочий, другой резервный. В настоящее время ряд фирм предлагают сдвоенные насосы. Насосы с мокрым ротором и насосы типа «ин-лайн» могут быть сдвоенными (параллельное соединение), когда два насосных блока размещены в одном общем корпусе и отделены друг от друга перекидным клапаном. Сдвоенные насосы могут быть использованы для работы в двух принципиально различных режимах:

- работа с резервированием, когда расчетная производительность обеспечивается работой одного насоса (основного), второй насос остается в резерве, готовый к переключению по времени или к включению в случае отказа основного насоса;
- совместная работа, когда расчетная (максимальная) производительность обеспечивается совместной работой обоих насосов, при неполной нагрузке пиковый насос может отключаться.

При параллельной работе насосов их общая подача определяется суммарной характеристикой и характеристикой сети (рис. 8.8). Предположим, что каждый насос работает в номинальном режиме с $L_{\text{ном}}$ и $H_{\text{ном}}$, так что суммарная производительность насосов составляет $2L_{\text{ном}}$. При отключении одного из насосов, режим насоса, который остался в работе, изменяется соответственно его H - L характеристике (от точки А к точке Р). При этом его подача, обусловленная точкой постоянной работы Р, возрастет от $L_{\text{ном}}$ к L_p . Таким образом, при отключении одного насоса подача в магистрали снижается менее чем в 2 раза. Чем меньше статический напор, тем в меньшей мере снижается подача, тем менее эффективен данный способ регулирования. Следует обратить внимание, что двигатель, который остался в работе, оказывается перегруженным по сравнению с номинальным режимом при совместной работе. Действительно, при «пологой» характеристике насоса напор снижается в меньшей степени, чем увеличивается подача, то есть $H_{\text{ном}} L_{\text{ном}} < H_p L_p$. Итак, мощность на валу двигателя возрастет в отношении:

$$\frac{N_p}{N_{\text{ном}}} = \frac{H_p L_p}{H_{\text{ном}} L_{\text{ном}}} \quad (3)$$

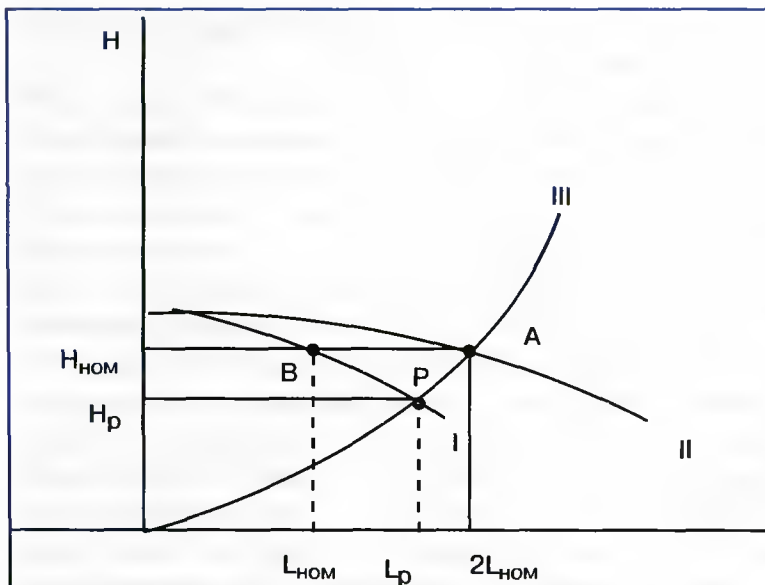


Рис. 8.8. Параллельная работа насосов:

I — характеристика одного насоса;
 II — характеристика совместно работающих одинаковых насосов;
 III — характеристика сети
 A — точка совместной работы двух насосов; B — точка работы одного насоса при совместной работе; P — точка работы одного насоса при отключении второго

Поэтому, при использовании данного способа регулирования производительности необходимо предусмотреть определенный запас мощности двигателей.

Распределение максимальной расчетной нагрузки на оба агрегата сдвоенного насоса, работающих совместно параллельно, отключение одного насоса при неполной нагрузке способствует снижению расхода электроэнергии и годовых эксплуатационных расходов на 50-70%, повышает надежность системы благодаря наличию резервного агрегата.

В готовых гидравлических модулях CLIVET применяются центробежные насосы с сухим короткозамкнутым ротором. Корпус насоса из нержавеющей стали, рабочее колесо из термопластичного полимера, насосы с электродвигателями устанавливаются на основании насосной станции. Частота вращения для соответствующего типа насоса — постоянная величина.

Для подбора насоса на его характеристике строится характеристика гидравлической сети, имеющая вид параболы. Для этого на характеристику насоса наносят расчетную точку с требуемыми значениями подачи и напора и через нее и начало координат проводят параболу:

$$H = SL^2, \quad (4)$$

где S — характеристика сети.

Пересечение характеристики сети и характеристики насоса дает рабочую точку — точку совместной работы насоса и гидравлической сети. В рабочей точке подача и напор насоса со ступенчатым регулированием подачи может не совпадать с расчетными значениями. В режиме отопления, а особенно в режиме охлаждения, очень важно поддерживать определенное значение расчетного расхода тепло-холодоносителя в системе для обеспечения температурного режима в помещениях. Следует изменить характеристику сети, уменьшая или увеличивая потери давления в ней, так, чтобы расход жидкости в системе сохранить равным расчетному значению. Тогда параметры рабочей точки будут соответствовать расчетным параметрам.

Характеристики центробежных насосов изменяются при использовании водных растворов незамерзающих жидкостей, так как изменяется кинематическая вязкость и плотность перемещаемой жидкости. При отсутствии такой характеристики для незамерзающей жидкости можно подбирать насос по характеристике для чистой воды, учитывая, что напор насоса уменьшается в среднем на 5% от напора для чистой воды.

Основным показателем, которым следует руководствоваться при выборе насоса, является его коэффициент полезного действия в расчетном режиме. Иногда более высокому к.п.д. соответствует насос большего размера, что увеличивает инвестиционные вло-

жения. Однако это удорожание весьма быстро окупается уменьшением эксплуатационных расходов в результате экономии электроэнергии.

Насосы со ступенчатым изменением числа оборотов (стандартные) применяют в циркуляционных контурах с неизменной характеристикой сети и постоянным расходом жидкости (контур через испаритель чиллера, контур через фэнкойлы с трехходовыми регулирующими клапанами, контур охлаждения конденсатора и т.д.). Насосы с электронным управлением и с ЕС электродвигателями — преимущественно в контурах с изменяющейся характеристикой сети и переменным расходом жидкости (контур через фэнкойлы с двухходовыми регулирующими клапанами), хотя могут применяться и в контурах с неизменной расчетной характеристикой сети. В реальных условиях характеристика гидравлической сети не является постоянной кривой. При наладке гидравлической сети может оказаться, что она не совпадает с расчетной. Причина этого — неправильный расчет сети (расчет сети с запасом или недоучетом давления), или отклонения от проекта при монтаже. В процессе эксплуатации может наблюдаться изменение характеристики гидравлической сети вследствие отключения или дросселирования ее отдельных частей, вызванных регулированием двухходовыми регулирующими клапанами на подводках к теплообменникам фэнкойлов. Применение насосов с плавно регулируемой скоростью вращения позволяет добиться соответствия подачи и напора насоса расчетным значениям расхода и потерь давления в гидравлической сети изменением скорости вращения электродвигателя, снизить потребление электроэнергии в процессе эксплуатации за счет уменьшения расхода перемещаемой среды, отказаться от дорогих автоматических балансировочных клапанов.

На рис. 8.9. приведен пример подбора насоса «ин-лайн» IPn 100/280-11/4 фирмы WILO. Расчетные значения: производительность 72,4 м³/час, напор 20,42 м. в. столба (200 кПа); данные в рабочей точке: производительность 73,8 м³/час, напор 21,3 м. в. столба (213 кПа), мощность на валу 7,88 кВт. С целью сохранения расчетного расхода необходимо изменить характеристику сети, повысив потери давления до величины $\Delta P = 21,5$ м(215 кПа). Это можно сделать уменьшив диаметр одного из участков трубопроводов или изменив настройку балансировочных клапанов.

Одноступенчатые консольные насосы изготавливают с переменными диаметрами рабочих колес. На рис. 8.10. показан пример подбора одноступенчатого консольного насоса NP 65/125 фирмы WILO для тех же исходных данных. Приводится несколько характеристик насоса в зависимости от диаметра рабочего колеса. Рабочая точка точно попала на характеристику насоса с рабочим колесом диаметром 138 мм. Параметры в рабочей точке соответствуют расчетным параметрам, мощность на валу 5,16 кВт, коэффициент полезного действия 75%.

На рис. 8.11. приведен пример подбора насоса «ин-лайн» IL-E 80/5-22R1 фирмы WILO с регулируемой частотой вращения. В этом случае насос может обеспечить рабочие параметры в любой точке области универсальной характеристики, ограниченной сверху кривой, соответствующей максимальному числу оборотов электродвигателя насоса.

Расширительный бак и предохранительный клапан

Тепло-холодоноситель циркулирует в гидравлической сети, которая представляет замкнутый объем конечных размеров, при изменении температуры тепло-холодоносителя объем его изменяется: при повышении температуры — увеличивается, при понижении — уменьшается. Так как увеличение объема теплоносителя ограничено замкнутым пространством, то при повышении температуры происходит увеличение внутреннего гидростатического давления, что может привести к разрушению элементов гидравлической сети. Особенно «тонкими» являются места соединений трубопроводов и соединения трубопроводов с фэнкойлами. Для компенсации увеличения объема в системе следует предусматривать расширительный бак. Расширительные баки бывают открытыми,

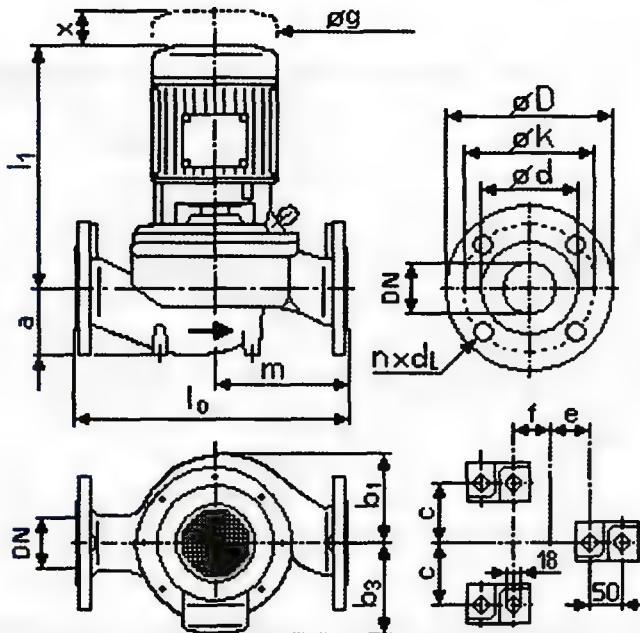
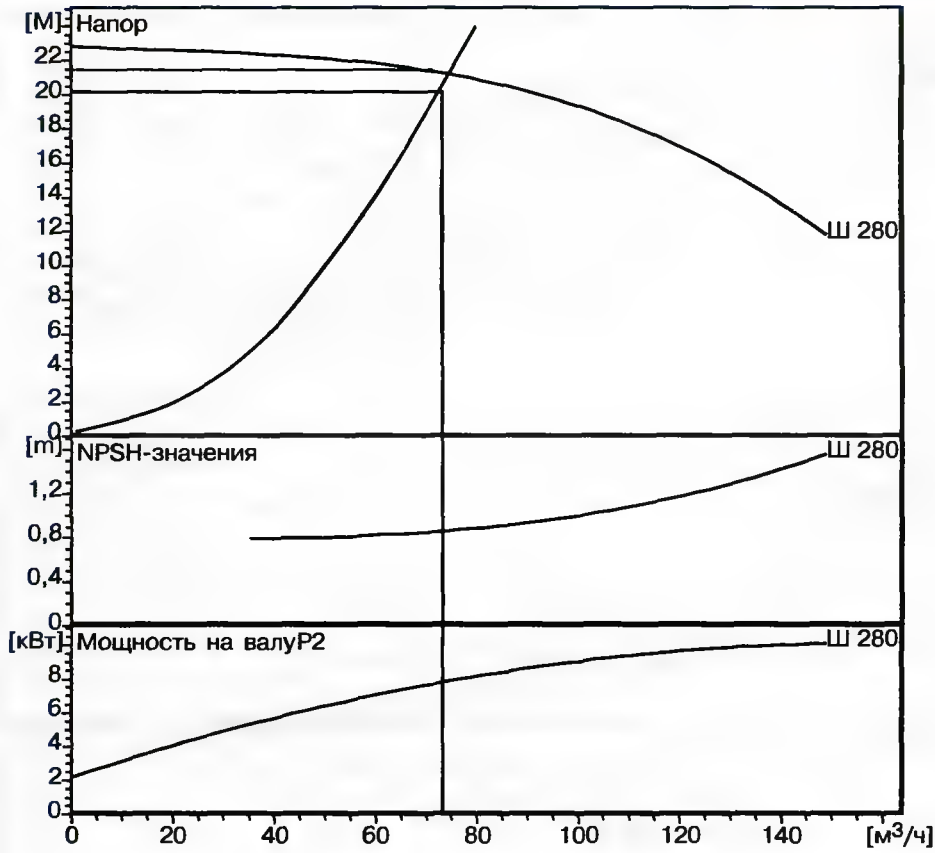


Рис. 8.9.
Пример подбора насоса «ин-лайн» IPn 100/280-11/4 фирмы WILO

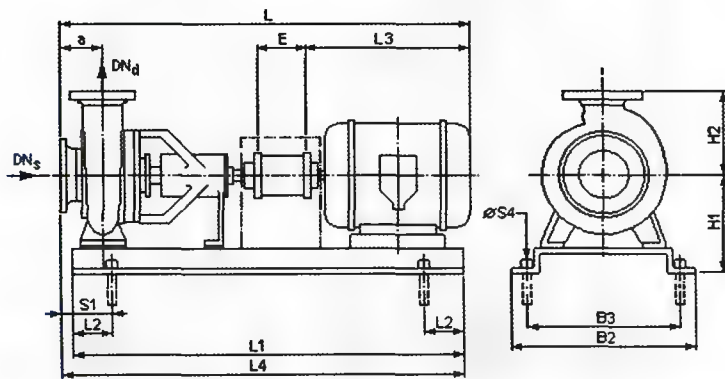
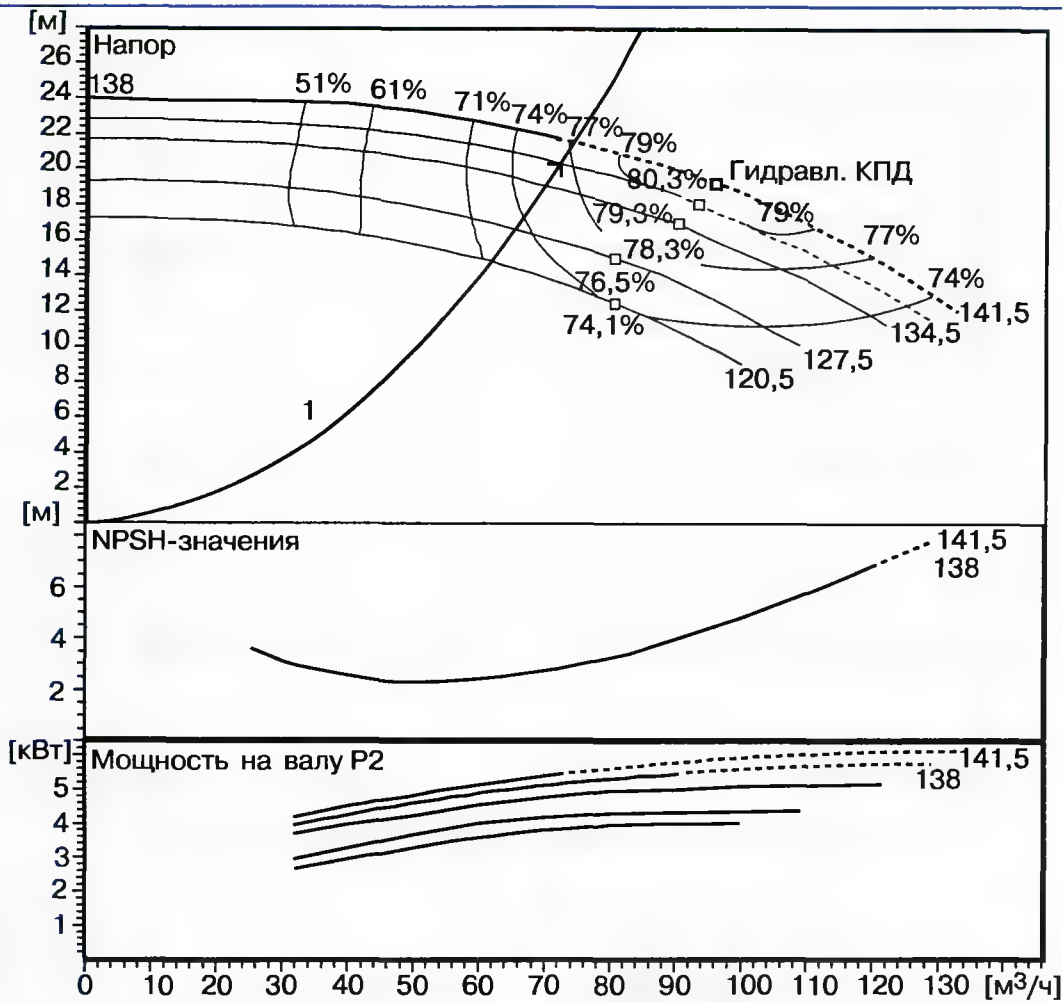


Рис. 8.10. Пример подбора одноступенчатого консольного насоса NP 65/125 фирмы WILO

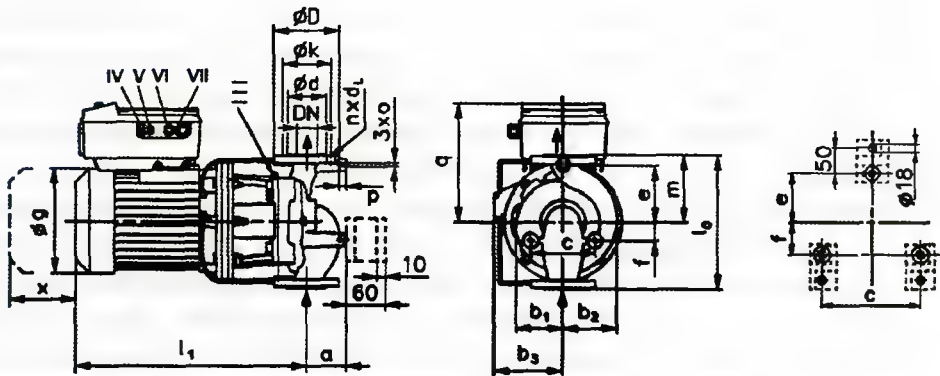
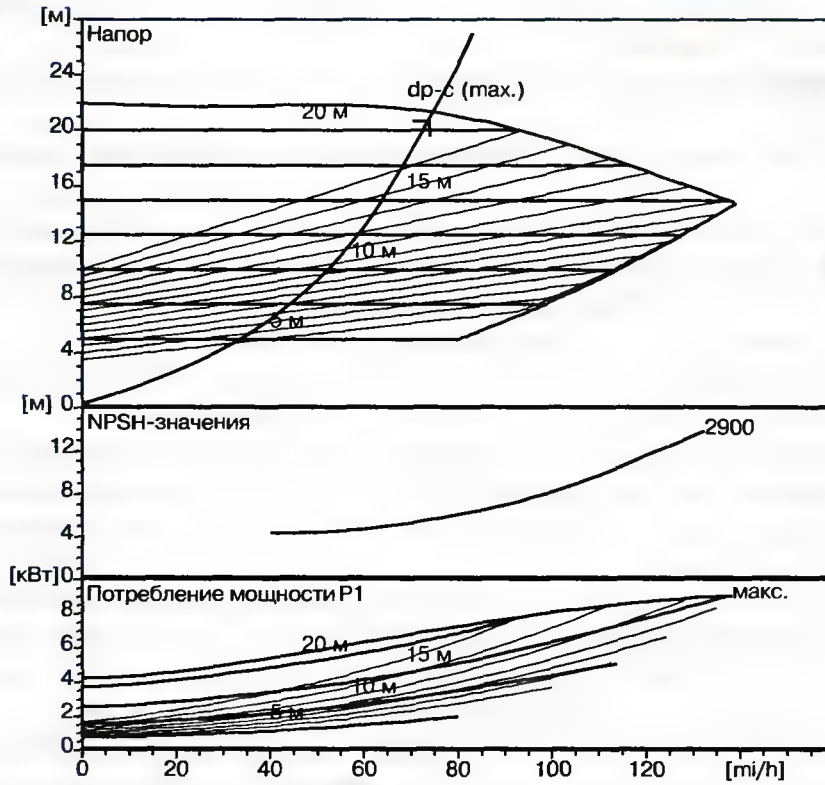


Рис. 8.11. Пример подбора насоса «ин-лайн» IL — E 80/5 — 22R1 фирмы WILO с регулируемой частотой вращения

сообщающимися с атмосферой, закрытыми без мембраны с регулируемым избыточным давлением, закрытыми с мембраной.

Расширительный бак в замкнутой гидравлической системе выполняет следующие функции:

- а) воспринимает излишки воды (увеличение объема), образующиеся при ее нагревании;
- б) возмещает убыль воды в системе (уменьшение объема) при ее охлаждении;
- в) поддерживает постоянство давления в «нулевой» точке гидравлической системы, в том числе гидростатическое давление при отключении насосов, чтобы не допустить «ухода» воды из верхних точек системы;
- г) поддерживает избыточное давление в гидравлической системе в определенном диапазоне от минимального до максимального значения;
- д) сигнализирует об уровне воды в системе и управляет работой подпиточных насосов;
- е) через открытый расширительный бак излишки воды удаляются в канализацию;
- ж) открытый расширительный бак может выполнять функцию воздухоотделителя и воздухоотводчика.

Все функции можно разделить на тепловые а), б) и гидравлические в), г), д).

Открытые расширительные баки громоздки, применяются только для небольших систем, при сообщении с атмосферой происходит поглощение воздуха теплоносителем, что ухудшает его циркуляцию и способствует коррозии трубопроводов.

Закрытые расширительные баки с воздушной или газовой «подушкой» герметичны, способствуют уменьшению коррозии в элементах системы, обеспечивают в широком диапазоне переменное давление, их применение уменьшает стоимость монтажа, так как не требуется установка баков в верхних точках системы. В закрытом баке без мембраны избыточное давление поддерживается сжатым воздухом от специального компрессора или инертным газом из баллона со сжатым газом. Действие компрессора автоматизируется. Чаще всего применяются закрытые расширительные баки с мембраной.

Закрытый расширительный бак с мембраной представляет стальной цилиндрический сосуд, разделенный на две части резиновой мембраной, в одной части которой под определенным давлением находится газ (обычно азот), другая часть соединяется с гидравлической сетью и заполняется водой (рис. 8.12). В нерабочем состоянии мембрана находится в положении а), при заполнении системы тепло-холодоносителем мембрана находится в промежуточном положении б), при нагревании жидкости увеличивается ее объем и мембрана прогибается до положения в). Избыток объема воды поступает в бак, сжимая газ, находящийся в нем. Если объем бака выбран меньше, чем необходимо, то давление в низших точках системы может превысить максимально допустимое. При понижении температуры воды давление в высших точках системы может оказаться ниже максимального необходимого.

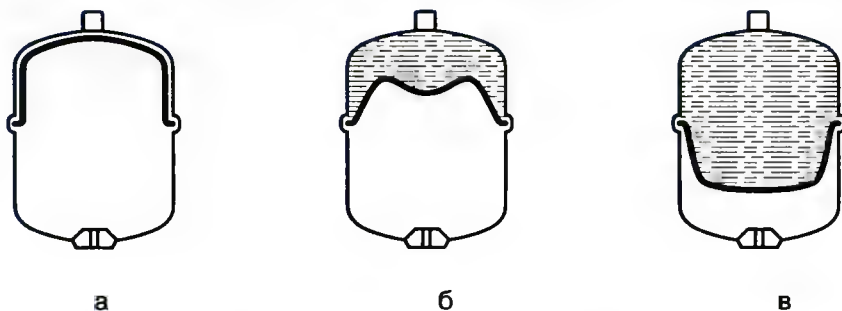
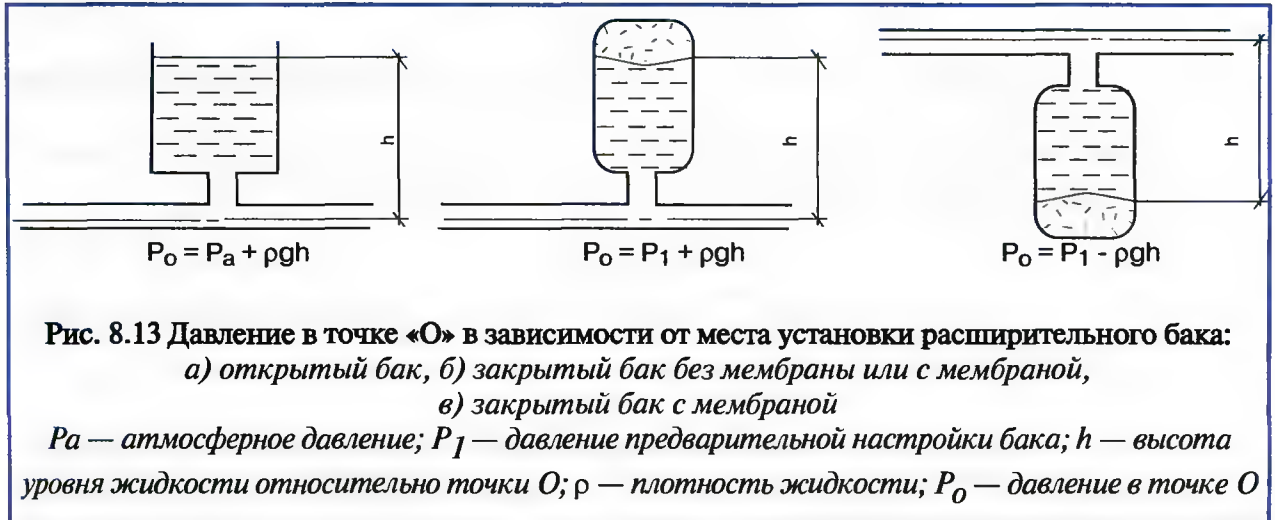


Рис. 8.12. Схема мембранного расширительного бака:

*а — исходное состояние перед заправкой; б — после заправки системы;
в — при максимальном расширении жидкости (под максимальным давлением)*

Объем закрытого расширительного бака обусловлен диапазоном изменения давления в системе (от минимального до максимального). Он зависит также от объема и расчетной температуры воды в системе, от давления циркуляционного насоса, от места расположения расширительного бака. Место расположения расширительного бака в системе выбирается в зависимости от требуемого давления в системе с учетом того, что в точке установки расширительного бака поддерживается постоянство давления, независимо от того работает насос или он отключен. При соединении расширительного бака с системой трубопроводов давление в точке «О» определяется согласно рис.8.13.



На рис.8.14 показано какое давление будет поддерживаться в гидравлической системе до и после насоса: а) при установке расширительного бака на всасывающей стороне насоса и б) на нагнетательной стороне насоса при работающем насосе и отключенном насосе.

Когда насос отключен, давление до насоса P_1 и после насоса P_2 равно гидростатическому давлению в точке подключения расширительного бака, называемой нулевой точкой. Когда насос работает и расширительный бак установлен на всасывающей стороне насоса, давление P_1 равно давлению в нулевой точке, давление P_2 больше давления в нулевой точке. При установке расширительного бака на нагнетательной стороне, давление на всасывающей стороне насоса P_1 меньше давления в нулевой точке. В этом случае требуется бак больших размеров. В зарубежной практике, когда циркуляционный насос устанавливается в подающей магистрали системы отопления, расширительный бак иногда размещают перед котлом. Обычно в системах тепло-холодоснабжения циркуляционный насос устанавливается в обратной магистрали и расширительный бак размещают в точке перед насосом.

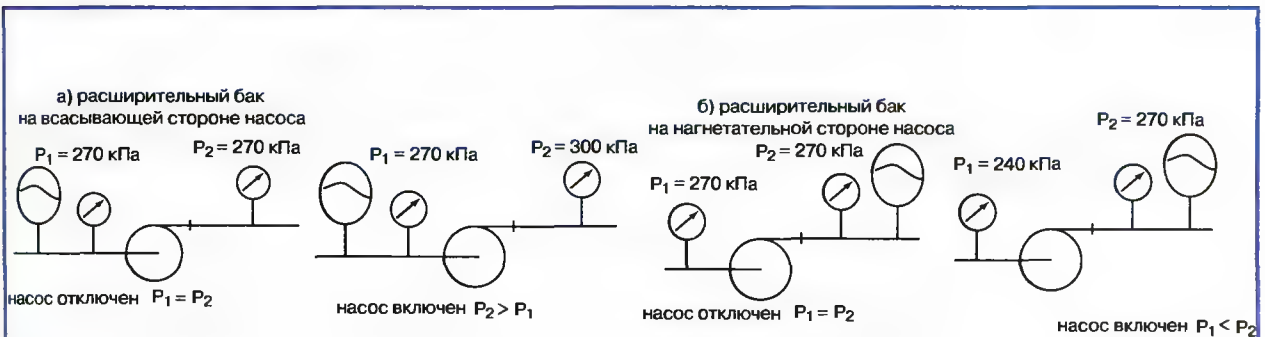


Рис. 8.14. Давление на всасывающей и нагнетательной стороне насоса в зависимости от места установки расширительного бака.

Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле:

$$V_{\text{по}} = \frac{\Delta V}{P_{\text{пр}} \left(\frac{1}{P_{\text{мин}}} - \frac{1}{P_{\text{макс}}} \right)}, \quad (5)$$

где ΔV — приращение объема жидкости в системе при нагревании, м³, определяемое как

$$\Delta V = V_c \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right), \quad (6)$$

где ρ_1, ρ_2 — плотность жидкости при минимальной и максимальной температуре в системе, кг/м³;

приращение объема жидкости в системе при нагревании иногда выражают через коэффициент объемного расширения тепло-холодоносителя:

$$\Delta V = \beta \cdot \Delta t \cdot V_c, \quad (7)$$

где Δt — изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе; °С:

$$\Delta t = t_{\text{макс}} - t_{\text{мин}} \quad (8)$$

Среднее значение коэффициента объемного расширения воды 0,0006 1/°С. Для пропиленгликоля коэффициент температурного расширения определяют по графику в зависимости от концентрации водного раствора).

При работе системы только в режиме охлаждения минимальная температура принимается равной +4°С, максимальная — равной температуре окружающего воздуха 35–40°С; при охлаждении и нагревании минимальная температура — +4°С, максимальная — равной расчетной температуре теплоносителя в подающем трубопроводе в режиме отопления; если применяются незамерзающие растворы в контуре циркуляции через испаритель чиллера при его установке снаружи здания, то минимальная температура принимается равной расчетной температуре наружного воздуха.

V_g — объем воды в системе тепло-холодоснабжения фэнкойлов, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах гидравлической сети или по укрупненным показателям, м³;

$P_{\text{мин}}$ — абсолютное минимальное давление в расширительном баке, кПа(бар);

$P_{\text{пр}}$ — абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, может быть принято атмосферное давление (1 бар), но для уменьшения размеров бака принимается более высокое давление предварительной настройки, определяемое как:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{мин}} - (0,5 \div 5). \quad (9)$$

$P_{\text{макс}}$ — абсолютное максимальное давление воды в баке, кПа.

Минимальное давление в закрытом расширительном баке равно гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом при установке насосов и бака в нижних точках системы:

$$P_{\text{мин}} = P_a + \rho g H + P_{\text{зап}}, \quad (10)$$

где P_a — атмосферное давление, кПа;

$P_{\text{зап}}$ — запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа;

H — высота от уровня воды в расширительном баке до верхней точки системы тепло-холодоснабжения, м;

ρ — плотность холодоносителя при минимальной температуре, кг/м³

Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (фэнкойлом, теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания (насосная станция на крыше).

Максимальное допустимое давление воды на всасывающей стороне насоса принимается равным:

$$P_{\text{макс}} = P_a + P_{\text{раб}} - (\Delta P_n \pm P_l), \quad (11)$$

где $P_{\text{раб}}$ — рабочее давление, допустимое для элементов системы тепло-холодоснабжения в низшей ее точке, кПа; предельное рабочее давление для труб приведено в разделе VII; для балансировочной арматуры и всех видов оборудования приведено в технических каталогах фирм-производителей, например, для балансировочного клапана ASV — 1000 кПа (10 бар), для теплообменника фэнкойла CLIVET — 1600 кПа (16 бар), для кожухотрубного теплообменника чиллера WRAT — 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого теплообменника ALFA LAVAL — 500 кПа (5 бар). Принимается наименьшее из значений предельных рабочих давлений для всех элементов гидравлической сети.

ΔP_n — давление, развиваемое насосом, кПа;

P_l — гидростатическое давление столба жидкости высотой, определяемой, как расстояние от уровня установки насоса до уровня воды в расширительном баке.

Бак подбирается по объему и предварительному давлению настройки бака. Давление предварительной настройки — исходное давление азота в буферной области обеспечивает оптимальное положение мембраны бака после заполнения системы жидкостью и компенсацию уменьшения объема при снижении температуры жидкости ниже температуры заправки.

Предохранительный клапан, устанавливаемый вместе с расширительным баком, подбирается на максимальное давление в системе. Клапан срабатывает, если давление превышает максимально допустимое, во избежание аварии часть воды выпускается из системы. Если объем бака слишком мал, то клапан будет срабатывать очень часто.

Если отдельные элементы системы изолированы от расширительного бака, и давление в отдельных точках может превысить рабочее давление, на которое рассчитаны эти элементы, то необходимо в этих точках устанавливать предохранительные клапаны. Чрезмерное превышение давления возможно при заполнении системы, при термическом расширении жидкости в замкнутом контуре, изолированном от расширительного бака, при колебаниях и вибрации, гидравлическом ударе. Предохранительные клапаны необходимы для защиты генераторов теплоты, теплообменников, чиллеров, работающих в режиме теплового насоса, если расширительный бак изолирован от этих элементов системы. Предохранительный клапан так же устанавливается на линии заполнения системы жидкостью после водомерного и регулирующего узла, но он не должен быть отделен от общей системы трубопроводов запорной арматурой.

Насосная станция поставляется при давлении в расширительном баке 150 кПа (1,5 бар). При давлении, отличном от указанного, необходимо в заказе указать требуемое давление настройки. Необходимо проверить соответствует ли фактический объем расширительного бака насосной станции требуемому объему, полученному при расчете (зависит от высоты здания, предельных рабочих давлений, давления насоса и т. д.).

Аккумулярующий бак

Водяные системы тепло-холодоснабжения должны иметь емкости, выполняющие одну или несколько функций:

1. Аккумулятора холода, позволяющего применить чиллеры с меньшей часовой производительностью, чем максимальная часовая потребность в холоде.
2. Сглаживание неравномерности выработки холода при работе чиллера в режиме пуска и остановки, чтобы избежать частых пусков и остановок компрессора.
3. Расширителя, воспринимающего изменение объема жидкости.
4. Приемника периодических стоков из аппаратов и трубопроводов, которые расположены выше этой емкости при остановке насосов, чтобы сохранить холодоноситель в системе — для разомкнутых — открытых систем.

Для снижения установленной мощности холодильного оборудования при значительной неравномерности холодонагрузки в течение суток применяют баки-аккумуляторы, что целесообразно при наличии льготного ночного тарифа на электроэнергию. Бак-аккумулятор включается в схему холодоснабжения параллельно основному циркуляционному кольцу.

Баки-аккумуляторы применяются для того, чтобы снизить часовую производительность чиллеров от максимальной часовой до среднесуточной.

Расход холода в расчетные сутки определяется для каждого часа на основе расчета почасовых теплоступлений в помещения (раздел III.). Для определения суточного расхода холода строят почасовой график (рис. 8.15). Площадь фигуры под графиком определит общий расход холода за сутки.

Полезная холодопроизводительность чиллера определяется:

$$Q_{хсп} = \frac{Q_{сум}}{3600\tau}, \quad (12)$$

где $Q_{хсп}$ — среднечасовой расход холода за сутки, кВт;

$Q_{сум}$ — общий расход холода за сутки, кДж;

τ — продолжительность работы чиллеров в сутки, принимается 20÷22 ч.

Количество холода, которое может быть аккумуляровано, кВт, — площадь, ограниченная сверху кривой расхода холода, а снизу прямой, определяющей полезную часовую производительность.

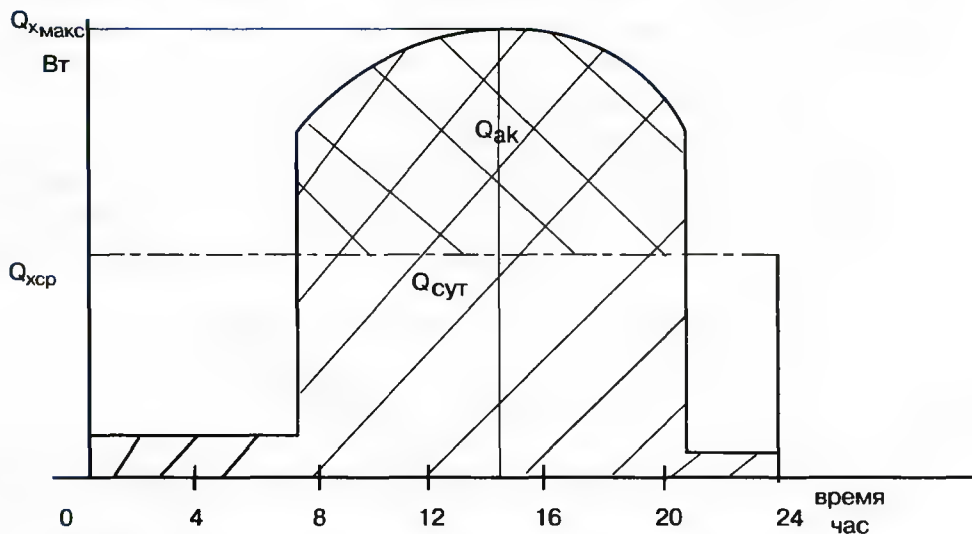


Рис. 8.15. Почасовой график расхода холода в системе кондиционирования воздуха

Объем жидкостного бака-аккумулятора определяется по формуле:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{\rho_x c_x (t_{жк} - t_{жн})}, \quad (13)$$

$Q_{ак}$ — количество холода, аккумулированного в баке (пропорционально площади между кривой суточного расхода холода и полезной холодопроизводительностью чиллера), кДж;

ρ_x, c_x — плотность и удельная теплоемкость холодоносителя, кг/м³, кДж/кг К;

$t_{жн}, t_{жк}$ — конечная и начальная температура холодоносителя, °С;

В большинстве чиллеров с герметичными поршневыми и спиральными компрессорами предусмотрено регулирование холодопроизводительности путем ступенчатого включения и выключения компрессора. Выключение компрессора осуществляется по сигналу датчика температуры, устанавливаемого на обратном трубопроводе (перед испарителем), когда температура воды достигает минимального значения, например $t_{мин} = 11,5^\circ\text{C}$, включение — при достижении максимальной температуры, например $t_{макс} = 12,5^\circ\text{C}$. Разность максимального и минимального значения температур называется зоной нечувствительности:

$$\delta t = t_{макс} - t_{мин} \quad (14)$$

Необходимо сохранять минимально допустимое время между двумя успешными включениями чиллера, которое не может быть менее 6 мин. Эта величина называется «временем задержки включения». Уменьшение диапазона температур зоны нечувствительности приводит к увеличению частоты включения/выключения холодильной машины.

Необходимо, чтобы время цикла, равное сумме времени работы и остановки превышало «время задержки включения». Время цикла можно увеличить, устанавливая баки-аккумуляторы.

Для случая, когда время задержки включения 6 минут, а допустимое отключение температуры $1,5^\circ\text{C}$ — объем бака-аккумулятора может определяться по эмпирической формуле:

$$V_{ак} = \frac{8,65Q_x - 0,21V - 1,2V_c}{z}, \quad (15)$$

где V — объем кондиционируемых помещений, м³;

V_c — объем воды в системе, м³;

z — количество контуров или ступеней регулирования холодильной машины.

Объем бака в установках с двухпозиционным регулированием можно так же определять по формуле:

$$V_{ак} = \frac{Q_x(1-b)\tau_p}{c_x \rho_x (t_{жк} - t_{жн})} - V_{тр}, \quad \text{м}^3 \quad (16)$$

где b — коэффициент рабочего времени холодильной машины, $b = 0,7 - 0,8$;

Q_x — холодопроизводительность холодильной машины, кВт;

τ_p — продолжительность работы до отключения, с,

(при $Q_x' \leq 45 \text{ кВт}$ $\tau_p = 900 \text{ с}$,

$45 < Q_x \leq 180 \text{ кВт}$ $\tau_p = 1200 \text{ с}$,

$Q_x > 180 \text{ кВт}$ $\tau_p = 1800 \text{ с}$;

ρ_x, c_x — плотность и удельная теплоемкость холодоносителя, кг/м³, кДж/кг К;

$t_{жн}, t_{жк}$ — конечная и начальная температура холодной воды, °С;

$V_{тр}$ — объем трубопроводов системы холодоснабжения, м³.

Насосные станции CLIVET

С целью упрощения монтажа и уменьшения его стоимости применяют готовые к монтажу агрегаты — отдельно смонтированные на заводе гидравлические модули, называемые у CLIVET насосными станциями, или встроенные гидравлические модули без аккумулирующего бака в отдельных моделях чиллеров версии P, а также с аккумулирующим баком в отдельных моделях чиллеров версии A. Насосные станции и встроенные гидромодули объединяют все необходимое основное (насосы, расширительный бак, предохранительный клапан, аккумулирующий бак, электрооборудование) и дополнительное (запорные клапаны, фильтр, регулятор протока дифференциальное реле давления, обратные клапаны, вентили для выпуска воздуха, спускные краны, управляющие реле, электронагреватель и т.д.) оборудование в единый блок. Все компоненты насосной станции устанавливаются на прочном каркасе из сплава «Azulink», внешние панели изготавливаются из специального коррозионно-стойкого гофрированного алюминия «Peraluman»; для отдельных типов насосных станций — из оцинкованной стали (GPM, GPA 65L). Насосные станции могут устанавливаться снаружи здания, отсутствует необходимость в окрашивании панелей в процессе эксплуатации. Панели выполнены легкосъемными, что обеспечивает свободный доступ к оборудованию. Насосные станции оснащаются системой управления и аварийной сигнализации, что гарантирует устойчивую и безопасную работу всей системы при ее эксплуатации.

Насосные станции в зависимости от производительности выпускаются разных типов. Типология насосных станций CLIVET представлена на схеме рис. 8.16. Производительность насосной станции определяется по объемному расходу L, м³/час(л/с). Различают насосные станции малой производительности GPA с аккумулирующим баком (до 7,2 м³/час (2 л/с)), средней производительности GP1 и GP2 с аккумулирующим баком (до 21,6 м³/час (6 л/с)), средней производительности GP7 с аккумулирующим баком(от 14,4 м³/час до 36 м³/час (4л/с до 10 л/с)), высокой производительности GPM с аккумулирующим баком (до 108 м³/час (30 л/с)).

Насосные станции малой производительности GPA включают гидравлические компоненты и электрический щит, помещенные в специальный корпус из основания и облицовочных панелей. Гидравлическая схема насосной станции GPA с одним насосом может быть стандартной (рис. 8.17) и с двумя контурами циркуляции: первичным и вторичным (рис. 8.18).

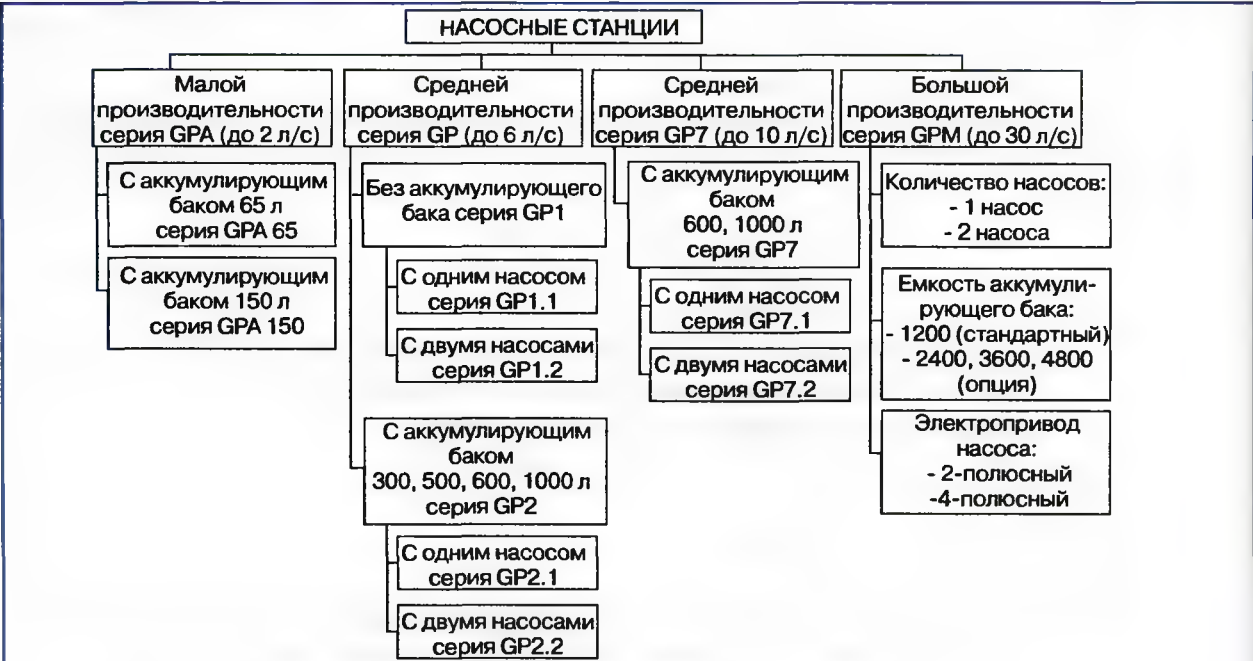


Рис. 8.16. Типология насосных станций CLIVET

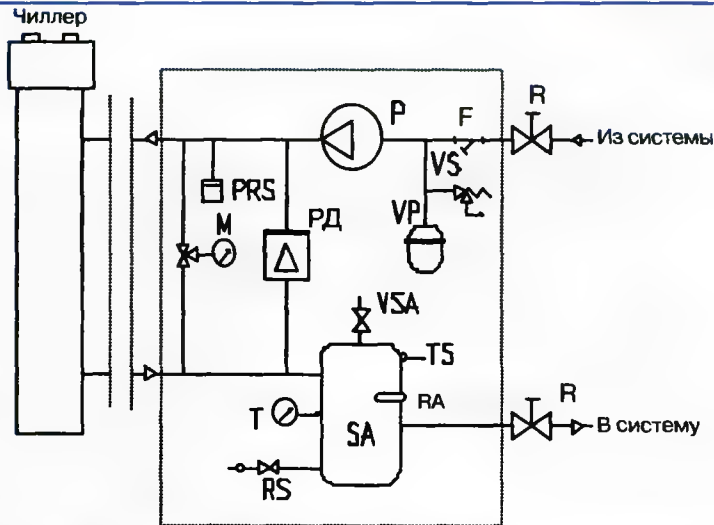


Рис. 8.17. Гидравлическая схема насосной станции GPR (стандартный вариант)

F — водяной фильтр; *M* — манометр; *P* — насос с электродвигателем; *РД* — предохранительное реле давления; *PRS* — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе; *R* — шаровый кран; *T* — термометр; *VP* — расширительный бак; *VSA* — автоматический воздухоотводчик; *RS* — спускной кран; *SA* — аккумулирующий бак; *TS* — термостат; *RA* — электронагреватель защиты от замерзания

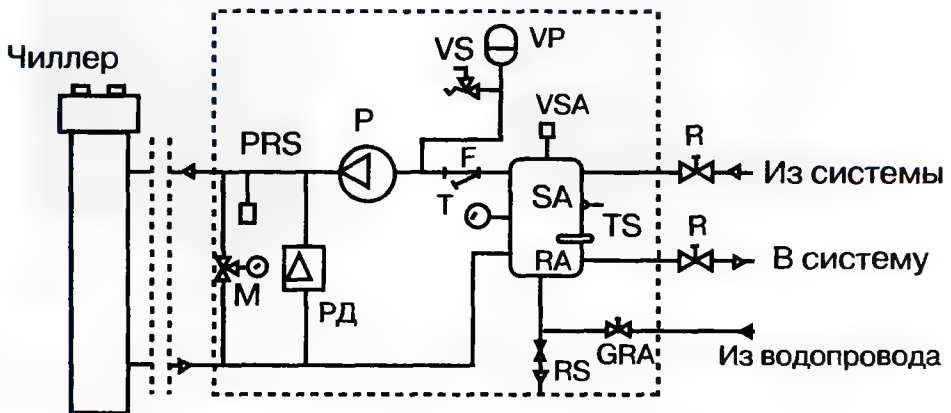


Рис. 8.18. Гидравлическая схема насосной станции с двумя контурами циркуляции: первичным и вторичным.

F — водяной фильтр; *GRA* — клапаны для подпитки автоматические; *M* — манометр; *P* — насос с электродвигателем; *РД* — предохранительное реле давления; *PRS* — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе; *R* — шаровый кран; *T* — термометр; *VP* — расширительный бак; *VSA* — автоматический воздухоотводчик; *RS* — спускной кран; *SA* — аккумулирующий бак; *VR* — обратный клапан; *TS* — термостат; *RA* — электронагреватель защиты от замерзания

Насосная станция со стандартной схемой может обеспечить циркуляцию жидкости в едином гидравлическом контуре «теплообменник чиллера — фэнкойлы», «теплообменник чиллера — промежуточный теплообменник» или «теплообменник чиллера — гидравлический коллектор-регулятор». Гидравлическая схема насосной станции с двумя контурами циркуляции позволяет изолировать гидравлические контуры источника холода (теплоты) и потребителей при необходимости, причем эта возможность предусмотрена в самой конструкции насосной станции. Гидравлическим разделителем в этой схеме является аккумулирующая емкость. Эта возможность разделения контуров может быть реализована, если в каждом контуре применяются одинаковые жидкости: чистая вода, незамерзающий раствор.

Основные элементы гидравлического контура, поставляемые комплектно в насосной станции GPA:

- центробежный насос;
- латунный фильтр;
- мембранный расширительный бак;
- предохранительный клапан;
- аккумулирующий бак;
- автоматический воздухоотводчик;
- узел заполнения системы водой с манометром;
- спускной кран.



GPA 65



GPA 150

Дополнительно необходимо заказывать дифференциальное реле давления, обеспечивающее стабильность расхода воды через теплообменник чиллера для устойчивой работы последнего, шаровые краны для присоединения насосной станции к трубопроводам гидравлической сети, комплект гибких соединений для подключения к чиллеру длиной по выбору (2, 1,5 или 0,8 м), переходник для основного контура циркуляции и соединительная деталь для вспомогательного контура циркуляции.

Электрический щит включает пусковое устройство насоса, сетевой разъединитель, двухпозиционный выключатель «включено»/«выключено», устройство аварийной сигнализации при блокировке насоса, индикатор аварийной сигнализации отсутствия воды, клеммную коробку для подвода питания и соединительных проводов.

Основные технические данные насосной станции GPA представлены в таблице 8.1.

Насосные станции средней производительности GP1 и GP2 включают гидравлические компоненты и электрический щит, помещенные в специальный корпус из основания и облицовочных панелей. Гидравлическая схема насосной станции GP1 с одним насосом или двумя насосами (рис. 8.19) с одним контуром. Гидравлическая схема насосной станции GP2 с аккумулирующим баком с одним контуром представлена на рис. 8.20.

Таблица 8.1

Технические данные насосной станции GPA

ТИП НАСОСА GPA		M0	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
Электронасос	номин. мощность, Вт	300	450	300	450	550	750	450	550	750	900
	номин. потребл. ток, А	0,80	1,20	0,80	1,20	1,50	2,00	1,20	1,50	2,00	2,40
Расширительный бак	объем л ,	8									
	макс. давление, кПа	800									
	настройки давления, кПа	150									
Объем аккумулирующего бака, л		65L (GPA 65)					150L (GPA 150)				
Уставка предохранительного клапана, кПа		600									
Напряжение эл. питания, В		400/3/50+N									
Транспортная масса, кг		72 кг × GPA 65					87 кг × GPA 150				
Длина, мм		600 мм × GPA 65					790 мм × GPA 150				
Глубина, мм		470 мм × GPA 65					600 мм × GPA 150				
Высота, мм		790 мм × GPA 65					1186 мм × GPA 150				

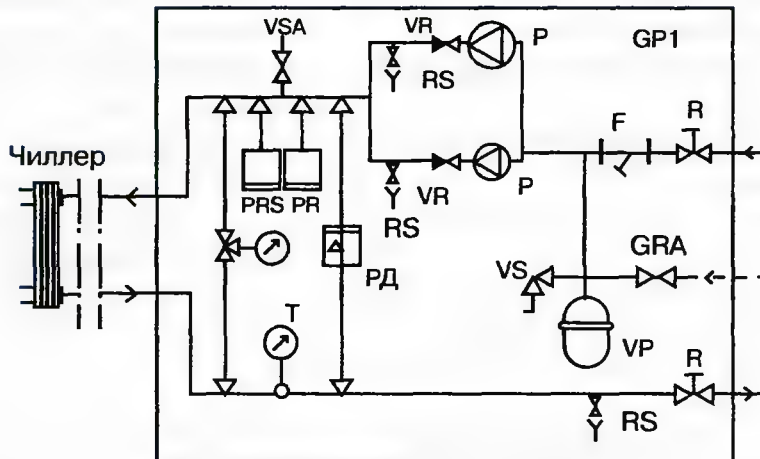


Рис. 8.19. Гидравлическая схема насосной станции GP1 с двумя насосами
F — водяной фильтр; *GRA* — клапаны для подпитки автоматические; *M* — манометр;
P — насос с электродвигателем; *РД* — предохранительное реле давления;
PRS — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе;
PR — предохранительное реле давления для запуска второго насоса; *R* — шаровый кран;
T — термометр; *VP* — расширительный бак; *RS* — спускной кран; *VR* — обратный клапан;



Электрический щит разделен на две секции: силовую секцию и секцию защиты и регулирования. Силовая секция включает пусковое устройство насоса, сетевой разъединитель, двухпозиционный выключатель «включено»/«выключено», клеммную коробку для подвода питания и соединительных проводов, защитную блокировку двери.

Секция защиты и регулирования включает устройство аварийной сигнализации при блокировке насоса, индикатор аварийной сигнализации отсутствия воды, дифференциальное реле давления.

Основные технические данные насосных станций GP1 и GP2 представлены в таблице 8.2.

Насосные станции средней производительности GP7 включают гидравлические компоненты и электрическую коммутационную панель, помещенные в специальный корпус из основания и облицовочных панелей. Гидравлические схемы насосной станции GP7 с аккумулярующим баком с одним насосом или двумя насосами представлены на рис 8.21 и рис. 8.22. Схемы стандартные с одним контуром циркуляции. Основные элементы гидравлического контура, поставляемые комплектно с насосной станцией GP7:

- Р один или два центробежных насоса;
- F латунный фильтр;
- VP мембранный расширительный бак;
- VS предохранительный клапан;

Таблица 8.2.

Технические данные насосных станций GP1, GP2

ТИП НАСОСА GP 1, GP 2	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
Сила тока при полной нагрузке (1), А	0,8	1,1	1,8	2	1,6	2,2	2	2,8	3,6	4,4	2,8	3,6	4,5
Мощность при полной нагрузке (2), кВт	0,5	0,6	0,9	1,1	0,8	1,2	1,1	1,5	2	2,3	1,5	2,1	2,6
Напряжение, В	380–415/3/50+N												
Объем баков P(A) Расширительного бака, л (аккумуляторного бака)	12×GP1 16×GP2(300–500 л) 24×GP2(600 л) 32×GP2(1000 л)												
Транспортная масса, кг	70×GP1 130×GP2(300) 170×GP2(500) 250×GP2(600) 260×GP2(1000)												
Длина, мм	616 (GP1.1–GP1.2)				831 (GP2.1–300–500)				1305 (GP2.2–600–1000)				
Глубина, мм	529 (GP1.1–GP1.2)				779 (GP2.1–300–500)				881 (GP2.2–600–1000)				
Высота, мм	1299 (GP1.1–GP1.2)				1502 (300)		2225 (500)		1502 (600)		2225 (1000)		

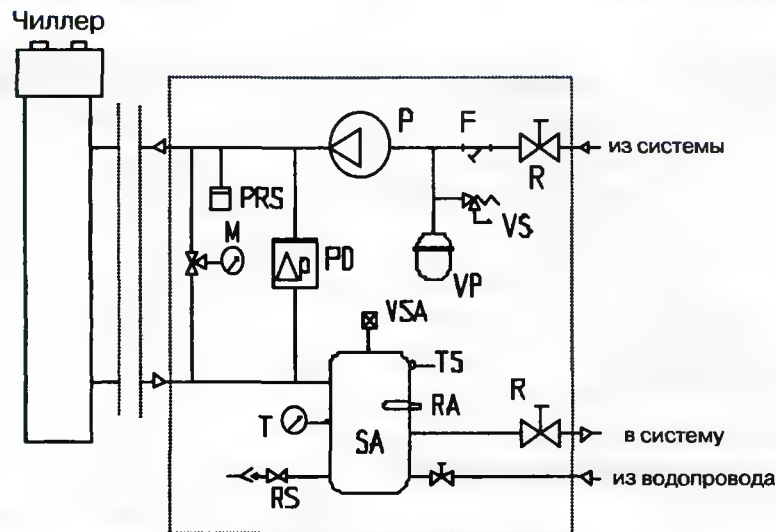


Рис. 8.22. Гидравлическая схема насосной станции GP7 с одним насосом

F — водяной фильтр; M — манометр;

P — насос с электродвигателем; PD — предохранительное реле давления;

PRS — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе;

R — шаровый кран; T — термометр; VP — расширительный бак; VSA — автоматический воздухоотводчик; RS — спускной кран; SA — аккумуляторный бак; TS — термостат;

RA — электронагреватель защиты от замерзания

- PRS предохранительное реле давления, отключающее чиллер при снижении давления ниже 1,2 бар, что свидетельствует о недостатке жидкости в системе;
- PR предохранительное реле давления для запуска резервного насоса при снижении давления в системе ниже 1,6 бар (только для блоков с 2 насосами).

Дополнительно необходимо заказывать PRS дифференциальное реле давления, обеспечивающее постоянство расхода воды через теплообменник чиллера для устойчивой работы последнего, комплект гибких соединений для подключения к чиллеру длиной по выбору (2, 1,5 или 0,8 м), RA дополнительные нагревательные элементы для защиты от замерзания воды в аккумуляторном баке, TS защитный термостат.

Панель электрического питания и управления включает пусковое устройство насоса, сетевой разъединитель, размыкатель магнитной цепи, двухпозиционный выключатель «включено»/«выключено», клеммную коробку для подвода питания и соединительных проводов, устройство аварийной сигнализации при блокировке насоса, индикатор аварийной сигнализации отсутствия воды, дифференциальное реле давления.

Основные технические данные насосной станции GP7 представлены в таблице 8.3.

Насосные станции высокой производительности GPM включают гидравлические компоненты и электрическую панель, помещенные в специальный корпус из основания и облицовочных панелей, выполненных из оцинкованной стали. Гидравлическая схема насосной станции GPM может быть стандартной (рис. 8.23) и с двумя контурами циркуляции: первичным и вторичным (рис. 8.24). Насосная станция GPM может поставляться с одним насосом или двумя насосами, один из которых резервный поставляется как дополнительное оборудование.

Основные элементы гидравлического контура, поставляемые комплектно в насосной станции GPM:

- P один центробежный насос с двухполюсным электродвигателем;
- F латунный фильтр;
- VP мембранный расширительный бак;

Таблица 8.3.

2-х полюсный насос	Тип насоса		60	61	62	63
	Номинальная потребляемая мощность	кВт	1,5	2,2	3,0	4,0
	Номинальный ток	А	3,6	4,9	6,5	8,5
	Масса	кг	305	310	340	345
Расширительный бак	Объем баков P(A)	л	24(600 л) 32(1000 л)			
	Макс. давление	кПа	800			
	Давление предварительной настройки	кПа	150			
Объем аккумулирующего бака		л	600-1000			
Настройка предохранительного клапана		кПа	600			
Напряжение питания		В/фаз/Гц	400/3/50			

- VS предохранительный клапан;
- SA аккумулирующий бак с тефлоновым покрытием и изолирующей герметичной обшивкой емкостью 1200 л;
- VSA автоматический воздухоотводчик;
- RC узел заполнения системы водой с манометром;
- RS спускные краны;
- R запорные латунные шаровые краны (только для стандартного исполнения);
- Т термометр для измерения температуры охлажденной воды;
- М манометр для измерения перепада давлений с трехходовым клапаном;
- VR обратные клапаны (в схеме с двумя насосами);
- PRS предохранительное реле давления, отключающее чиллер при снижении давления ниже 1,2 бар, что свидетельствует о недостатке жидкости в системе;
- PR предохранительное реле давления для запуска резервного насоса при снижении давления в системе ниже 1,6 бар (только для блоков с 2 насосами).

Дополнительно необходимо заказывать дифференциальное реле давления, обеспечивающее постоянство расхода воды через теплообменник чиллера для устойчивой работы последнего, резервный насос с автоматическим пуском, комплект гибких соединений для подключения к чиллеру длиной по выбору (2, 1,5 или 0,8 м), дополнительные нагревательные элементы для предотвращения замерзания воды в аккумулирующем баке с защитным термореле, запорные шаровые краны для варианта с двумя контурами, аккумулирующий бак емкостью 2400 л.

Электрическая панель включает пусковое устройство насоса, сетевой разъедини-



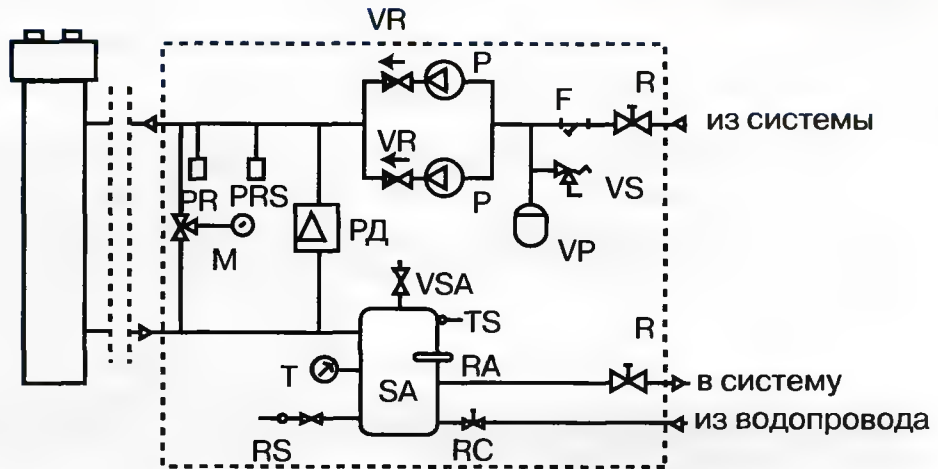


Рис. 8.23. Гидравлическая схема насосной станции GPM стандартного исполнения

F — водяной фильтр; *M* — манометр; *P* — насос с электродвигателем;

PD — предохранительное реле давления;

PRS — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе;

PR — предохранительное реле давления для запуска второго насоса; *R* — шаровый кран;

T — термометр; *VP* — расширительный бак; *VSA* — автоматический воздухоотводчик;

RS — спускной кран; *SA* — аккумулирующий бак; *VR* — обратный клапан;

TS — термостат; *RA* — электронагреватель защиты от замерзания; *RC* — вентиль для подачи воды

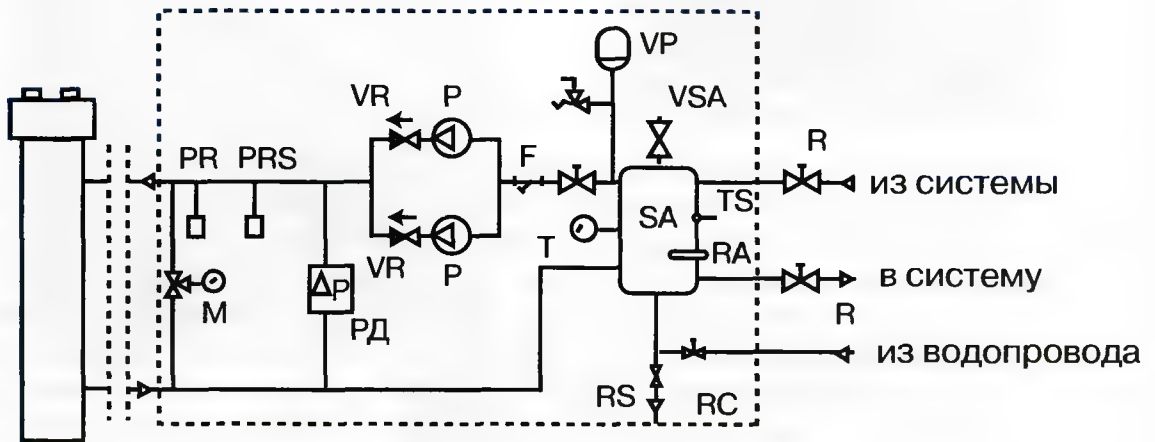


Рис. 8.24. Гидравлическая схема насосной станции GPM с двумя контурами циркуляции

F — водяной фильтр; *M* — манометр; *P* — насос с электродвигателем;

PD — предохранительное реле давления; *PRS* — предохранительное реле давления при отсутствии воды в системе; *PR* — предохранительное реле давления для запуска второго насоса; *R* — шаровый кран; *T* — термометр; *VP* — расширительный бак;

VSA — автоматический воздухоотводчик; *RS* — спускной кран; *SA* —

аккумулирующий бак; *VR* — обратный клапан; *TS* — термостат; *RA* — электронагреватель защиты от замерзания; *RC* — вентиль для подачи воды

тель, магнитный расцепитель, выключатель «включено»/«выключено», клеммную коробку для подвода питания и соединительных проводов, устройство аварийной сигнализации при блокировке насоса, сигнализацию и защитное отключение при понижении давления.

Основные технические данные насосной станции GPM представлены в таблице 8.4
При подборе насосной станции и заказе оборудования требуется проверка соответствия фактического объема расширительного бака насосной станции требуемому объему, полученному при расчете (зависит от высоты здания, предельных рабочих давлений,

Таблица 8.4.

Технические характеристики насосной станции GPM

2-полюсный	Тип насоса GPM	60	61	62	63	68	69	70	71	78	79	80	81
	Номин. мощность, кВт	1,5	2,2	3,0	4,0	2,2	3,0	4,0	5,5	5,5	7,5	11,0	15,0
	Транспортная масса, кг	552	556	565	574	570	572	582	610	625	628	674	675
4-полюсный	Тип насоса GPM	83	85	87	90	91	92	93	94	98	99		
	Номин. мощность, кВт	0,75	1,5	2,2	1,5	1,5	2,2	4,0	5,5	5,5	7,5		
	Транспортная масса, кг	579	595	614	601	602	633	698	710	710	720		
Расширительный бак	Объем, л	75											
	Макс. давление, кПа	800											
	Настройки давления, кПа	150											
Емкость аккумулятора		1200 (2400/3600/4800 опция)											
Настройка предохранительного клапана, кПа		600											

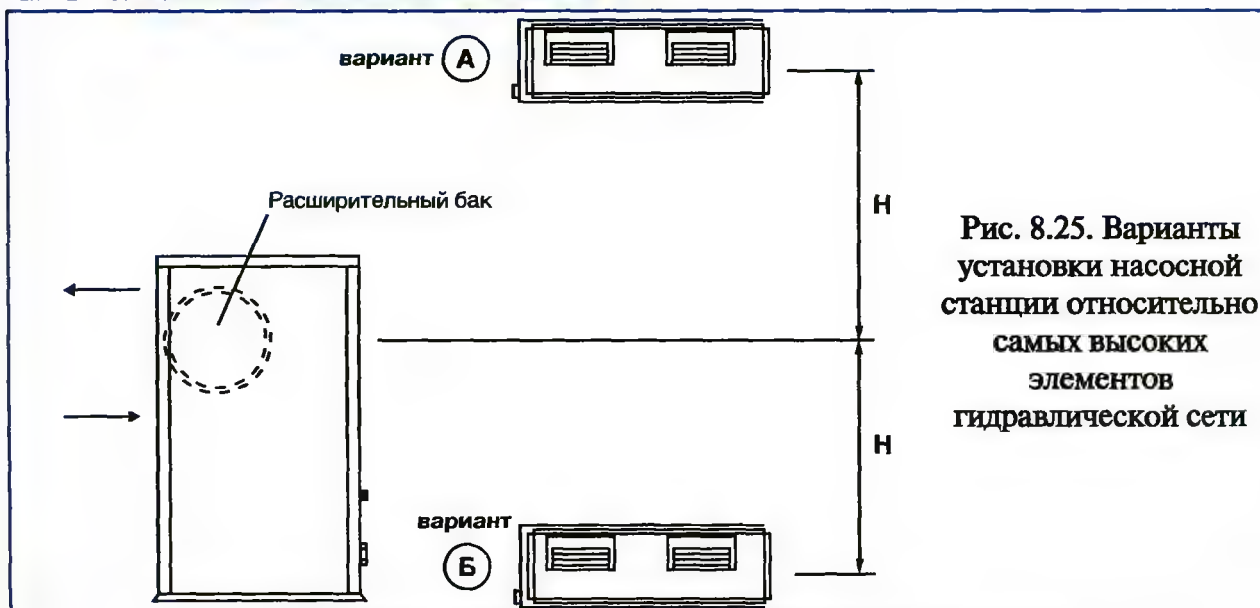
давления насоса и т. д). Для упрощения расчетов в каталоге приводится для каждого типа насосной станции таблица, на основе этих таблиц составлена сводная таблица 8. 5. В таблице в зависимости от высоты установки расширительного бака по варианту А (бак расположен ниже самых высоких элементов гидравлической сети) (рис. 8.25) приводится требуемое давление предварительной настройки бака (давление азота в буферной полости), абсолютное гидростатическое давление в системе в точке подключения расширительного бака (давление в системе при запуске) и максимальный объем в системе для двух режимов: охлаждения и отопления. Если фактический объем жидкости в системе больше, чем значение, приводимое в таблице при одинаковых условиях (высота установки, режим работы системы, параметры жидкости минимальные и максимальные, чистая вода), то требуется установка расширительного бака большего размера, значение которого определяют расчетом. Если в качестве жидкости используется водный раствор этиленгликоля или пропиленгликоля, то требуется значительно больший объем расширительного бака, чем для чистой воды. При установке расширительного бака в верхней точке системы по варианту В предварительное давление настройки бака должно составлять 150 кПа (1,5 бар). В этом случае обычно не требуется проверка соответствия объема бака расчетному.

При стандартной комплектации насосной станции поставляются расширительные баки с давлением предварительной настройки 150 кПа(1,5 бар), рассчитанные на максимальное давление 800 кПа(8 бар), предохранительные клапаны, которых срабатывают при превышении давления в системе 600 кПа (6 бар). В каталоге в таблице технических данных приводится объем расширительного бака, которым комплектуется соответству-

Таблица 8.5

Требуемое давление предварительной настройки,
давление в системе при запуске, максимальный объем системы
для двух режимов охлаждения и отопления

Вариант установки	А					В
Максимальный перепад высот (м)	33,0	27,6	22,5	17,4	12,3	–
Необходимое давление в системе перед запуском кПа (бар)						
Только охлаждение	360 (3,6)	310 (3,1)	270 (2,7)	220 (2,2)	180 (1,8)	180 (1,8)
Охлаждение + обогрев		305 (3,05)	260 (2,6)	210 (2,1)	160 (1,6)	160 (1,6)
Давление азота в расширительном баке перед заправкой системы	350 (3,5)	300 (3)	305 (2,5)	250 (2)	150 (1,5)	150 (1,5)
Максимальное количество воды в системе в режиме «охлаждение» (л)						
GPA 65–150	366	439	513	586	659	659
GP1	–	658	767	877	986	986
GP2 (1 × 300 л) или (1 × 500 л)	–	876	1024	1170	1316	1316
GP2 (1 × 600 л)	–	1314	1536	1755	1974	1974
GP2 (1 × 1000 л)	–	1752	2048	2340	2632	2632
GP7 (1 × 600л)	–	1314	1536	1755	1974	1974
GP7 (1 × 1000л)	–	1752	2048	2340	2632	2632
GPM (1 × 1200 л)	3380	4060	4740	5420	6090	6090
Максимальное количество воды в системе в режиме «охлаждение + обогрев» (л)						
GPA 65–150	168	201	235	269	302	302
GP1	–	302	352	402	453	453
GP2 (1 × 300 л) или (1 × 500 л)	–	402	470	536	604	604
GP2 (1 × 600 л)	–	603	705	804	906	906
GP2 (1 × 1000 л)	–	804	940	1072	1208	1208
GPM (1 × 1200 л)	1550	1860	2170	2480	2790	2790
GP7 (1 × 600 л)	–	706	804	906	906	906
GP7 (1 × 1000 л)	–	804	940	1072	1208	1208



ющий тип насосной станции в зависимости от объема бака-аккумулятора. Если при расчете объем расширительного бака будет больше табличного значения, следует при заказе оборудования указать требуемый объем расширительного бака и параметры его настройки (предварительное давление настройки).

Подбор насоса насосной станции осуществляется по характеристикам насосов, представленным в каталоге для соответствующих типов насосов, которыми могут комплектоваться насосные станции. Особенностью характеристик является то, что напор соответствует разности давлений на выходе и входе жидкости из насосной станции, а не напору отдельно взятого насоса. Таким образом, потери давления в трубопроводах и арматуре обвязки насосов уже учтены в представленных кривых. При использовании блока с двумя насосами следует учитывать дополнительные потери в обратном клапане, определяемые по графику, приводимому в каталоге для соответствующего типа насосной станции. При использовании незамерзающих растворов следует учитывать, что напор насосной станции уменьшается.

РАЗДЕЛ IX



Особенности проектирования СКВ с чиллерами и фэнкойлами при круглогодичном режиме работы

Выбор значений температуры наружного воздуха, при которых следует переключать режимы работы системы.	334
Выбор параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов и определение расхода теплоносителя.	336
Поверочный расчет теплообменников фэнкойлов для режима отопления.	342

Выбор значений температуры наружного воздуха, при которых следует переключать режимы работы системы

Целесообразно, особенно при проектировании новых зданий, предусматривать круглогодичный режим работы системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. При этом следует учитывать целый ряд характерных особенностей.

Нагрузку на систему кондиционирования воздуха определяют изменяющиеся во времени параметры наружного климата, суточные и в большей степени сезонные. Нагрузка не остается постоянной как по величине, так и по знаку (избыток или недостаток теплоты в помещении). Круглогодичный режим работы системы кондиционирования воздуха с фэнкойлами можно разделить на несколько периодов. I период — охлаждение воздуха в помещениях в теплый период года местными агрегатами и обработка минимального количества наружного воздуха (охлаждение с осушкой) в центральном кондиционере, когда источником холода является чиллер, работающий в режиме холодильной машины. II период, называемый иногда периодом свободного охлаждения. При снижении нагрузки на СКВ по холоду при определенных параметрах наружного воздуха оказывается достаточным поддерживать заданные параметры внутреннего воздуха в помещении только центральным кондиционером, в этот период местные агрегаты не работают. III период — отопление помещений, когда источником теплоты является чиллер, работающий в режиме теплового насоса. IV период — отопление помещений в холодное время, когда пиковым источником теплоты является система централизованного теплоснабжения или теплогенератор (рис. 9.1).

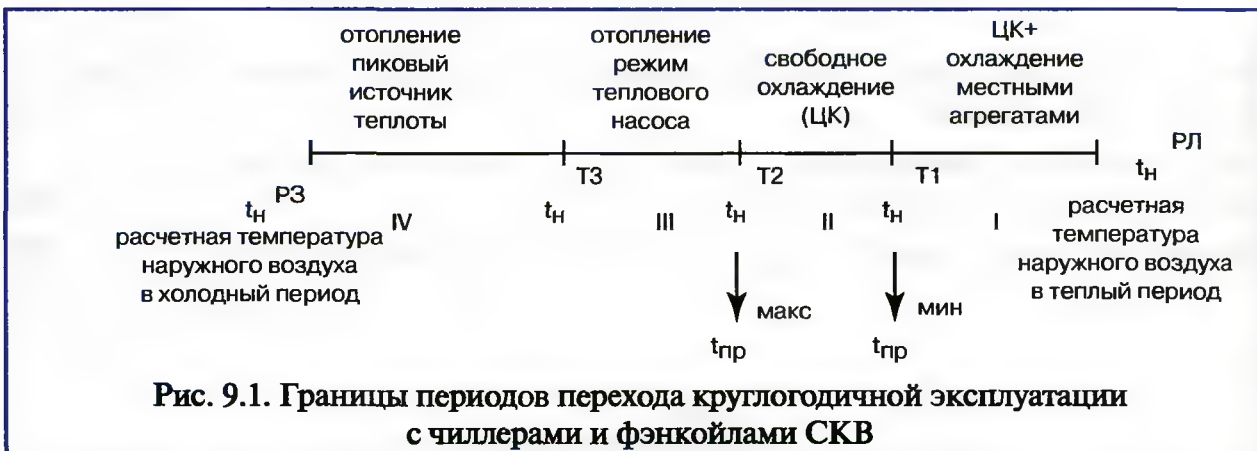


Рис. 9.1. Границы периодов перехода круглогодичной эксплуатации с чиллерами и фэнкойлами СКВ

Границы периодов определяются значениями температуры наружного воздуха, при которых происходит переключение режима функционирования системы. Еще на стадии проектирования для правильного выбора оборудования и расчета системы кондиционирования воздуха, а также при ее наладке и эксплуатации необходимо определить значения температуры наружного воздуха, при которых следует переходить с одного режима работы оборудования на другой.

Температуру наружного воздуха, при которой для охлаждения помещений достаточно использовать только минимальное количество наружного воздуха, охлаждаемого в центральном кондиционере, определяют по формуле:

$$t_n^{T1} = t_e - \frac{Q_{аб} - c_e G_n (t_e - t_{np}^u)}{\sum k_i F_i}, \quad (1)$$

где t_n^{T1} — текущее значение температуры наружного воздуха, выше которой требуется охлаждение помещений местными агрегатами, °C;

$Q_{яI}^{изб}$ — явные тепlopоступления в помещение за вычетом тепlopоступлений за счет тепlopередачи через наружные ограждения: окна, наружные стены, покрытие в момент переключения режимов, Вт;

G_n — расход наружного воздуха, кг/час;

t_g — температура внутреннего воздуха в момент переключения режимов, °C;

t_{np}^u — температура приточного воздуха в центральной системе в момент переключения режимов, °C;

κ_I — коэффициенты тепlopередачи наружных ограждений, соответственно окон, наружных стен, покрытия, Вт/м²К;

F_I — площади наружных ограждений, соответственно окон, наружных стен, покрытия, м².

Самое низкое значение текущей температуры наружного воздуха, определенное по данной формуле, получается для помещений южной, юго-восточной и юго-западной ориентации. Значение текущей температуры наружного воздуха, при которой следует изменять режим работы системы, определяют для каждой зоны в зависимости от ориентации, при двух значениях температуры приточного воздуха в центральной системе: минимальном и максимальном. Соответственно для каждой зоны будет получено два значения текущей температуры наружного воздуха $t_{н}^{T1}$, $t_{н}^{T2}$. При более низких значениях температуры наружного воздуха чем $t_{н}^{T2}$ требуется отопление помещений. При значении температуры наружного воздуха выше $t_{н}^{T2}$ следует включать местные агрегаты (фэнкойлы) для охлаждения помещений. В диапазоне температур $t_{н}^{T1}$ и $t_{н}^{T2}$ охлаждение будет осуществляться центральной системой кондиционирования воздуха, этот период называется периодом свободного охлаждения. Как видно из формулы, значение температуры наружного воздуха, при которой следует переключать режимы, зависит от теплотехнических качеств наружных ограждений, а также от расхода наружного воздуха. Эти значения следует определять на стадии проектирования здания и указывать в инструкции по эксплуатации системы кондиционирования воздуха.

Значение $t_{н}^{T1}$ зависит от минимальной температуры приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха. Чем ниже температура приточного воздуха, тем выше температура наружного воздуха, при которой происходит включение фэнкойлов, то есть продолжительность периода свободного охлаждения. Снижение температуры приточного воздуха приводит к уменьшению эксплуатационных затрат на поддержание комфортных условий в помещении за счет увеличения периода свободного охлаждения. Баркалов Б.В. и Карпис Е.Е. рекомендуют при всех схемах тепло-холодоснабжения водовоздушных СКВ температуру приточного воздуха выдерживать возможно более близкой к температуре точки росы, необходимой для поддержания в заданных пределах относительной влажности воздуха в помещениях, например, при $t_g = 23$ °C и $\phi = 60\%$ (теплый период) $t_p = 15$ °C [1]. Температура приточного воздуха должна приниматься из условия обеспечения максимальной рабочей разности температур, проверяемой расчетом воздухораспределения. При этом следует принимать эффективные воздухораспределители, обеспечивающие на входе в обслуживаемую зону при перемешивающей вентиляции или на рабочих местах при вытесняющей вентиляции оптимальные параметры в струе из условия теплового комфорта в помещениях.

Значение текущей температуры наружного воздуха $t_{н}^{T3}$, при опускании ниже которой в режиме отопления следует переключать систему на пиковый источник теплоты зависит от географического месторасположения объекта, определяющего климатологические данные, для чиллеров с воздушным охлаждением от способа охлаждения конденсатора чиллера, места его установки. В разделе V было показано, что использование чиллера в режиме теплового насоса целесообразно при определенной температуре среды, используемой в качестве источника низкопотенциальной теплоты. Источником низко-

потенциальной теплоты может быть наружный воздух при установке чиллера с воздушным охлаждением конденсатора и осевыми вентиляторами снаружи здания, с воздушным охлаждением и центробежными вентиляторами внутри здания, смесь наружного и удаляемого воздуха при установке чиллера с воздушным охлаждением и центробежными вентиляторами внутри здания, вода из различных источников для чиллера с водяным охлаждением конденсатора. Температура источника низкопотенциальной теплоты определяется выбранными решениями по размещению и типу оборудования, климатологическими характеристиками географического месторасположения объекта. Для южных районов период целесообразного использования чиллера в режиме теплового насоса больше, чем для северных районов. При температуре воздуха на входе в испаритель ниже -5°C для любых параметров теплоносителя эксплуатация чиллера в режиме теплового насоса нецелесообразна. Выбор начальной температуры воздуха при воздушном охлаждении конденсатора чиллера, определяющей температуру испарения в режиме теплового насоса, выше которой целесообразно эксплуатировать чиллер, зависит также от выбранного значения параметров теплоносителя в системе в режиме отопления, определяющих значение температуры конденсации, которая в большей степени, чем температура испарения влияет на теплопроизводительность теплового насоса. Чем ниже параметры теплоносителя, тем выше теплопроизводительность чиллера и ниже значение начальной температуры воздуха, при которой целесообразно эксплуатировать чиллер в режиме теплового насоса. Например для чиллера WSA N 2.90 (рис.5.11 раздела V) при начальной температуре воды 50°C , конечной температуре 55°C , теплопроизводительность чиллера $Q_m = 240$ кВт, тепловой коэффициент $\varepsilon = 2,5$, текущая температура наружного воздуха $t_{\text{н}}^{T3} = +5^{\circ}\text{C}$, при начальной температуре воды 40°C , конечной температуре 45°C , теплопроизводительность чиллера $Q_m = 200$ кВт, тепловой коэффициент $\varepsilon = 2,5$, текущая температура наружного воздуха $t_{\text{н}}^{T3} = -3,8^{\circ}\text{C}$. Таким образом, параметры теплоносителя в системе отопления при работе источника теплоты-чиллера в режиме теплового насоса должны приниматься как можно ниже, если желают увеличить интервал работы чиллера в режиме теплового насоса.

Выбор параметров теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов и определение расхода теплоносителя.

Выбор параметров теплоносителя определяется типом системы: двухтрубная, четырехтрубная, зависит также от принятой схемы тепло-холодоснабжения (количества гидравлических контуров).

В отечественной практике традиционно в расчетном режиме для систем отопления приняты предельные параметры теплоносителя $95-70^{\circ}\text{C}$ для двухтрубных систем отопления в жилых, общественных и административных зданиях. Такие значения параметров были обусловлены особенностями централизованного теплоснабжения, зависимым подключением систем отопления со смесительной установкой (гидроэлеватором) к тепловой сети, необходимостью экономии металла на отопительные приборы и трубопроводы, экономии энергии на перемещение теплоносителя. В настоящее время в зарубежной практике наметилась тенденция к заметному снижению расчетных параметров теплоносителя, переходу к низкотемпературным системам отопления. Долгое время они составляли $90-70^{\circ}\text{C}$, но в настоящее время принимаются $75-65^{\circ}\text{C}$, допускаются и более низкие значения. Это в какой то степени связано с увеличением теплозащиты зданий и снижением тепловой нагрузки в системе отопления, с применением конденсационных котлов. Принятое в новых зарубежных требованиях уменьшение расчетного перепада температур с 20 до 10°C приводит к увеличению расхода теплоносителя, но улучшает гидравлическую устойчивость системы отопления. Поднимается вопрос о снижении расчетных

параметров в системе отопления и в России. Снижение параметров теплоносителя и уменьшение перепада температур вызовет значительное увеличение инвестиционных вложений в систему водяного отопления (увеличение поверхности нагрева отопительных приборов, диаметров трубопроводов и т.д.), рост эксплуатационных затрат (увеличение расхода электроэнергии на перемещение теплоносителя за счет увеличения его расхода). Поэтому для традиционных систем отопления особенно в массовых масштабах требуется технико-экономическое обоснование снижения расчетных параметров.

Для вентиляторных доводчиков (фэнкойлов) целый ряд обстоятельств вынуждает принимать значения параметров теплоносителя значительно ниже, чем для традиционных систем отопления. В зданиях с эффективной теплозащитой наблюдается снижение тепловой нагрузки в том числе и с увеличением тепlopоступлений от оргтехники (компьютеров, принтеров, факсов, ксероксов). Поверхность нагрева теплообменников фэнкойлов выбирают по определяющей нагрузке на охлаждение, и при высоких параметрах теплоносителя в системе в условиях вынужденной конвекции будет происходить перегрев помещения, а также нагревание воздуха, выходящего из фэнкойла, до недопустимо высоких температур по условиям воздухораспределения и обеспечения комфорта для людей. Это неизменно скажется на комфортном состоянии людей, приведет к частому включению и выключению вентилятора фэнкойла, регулирующей арматуры, быстрому износу оборудования. Существуют конструкции фэнкойлов, в которых вентилятор установлен после теплообменника, и высокие значения температуры воздуха после теплообменника фэнкойла отрицательно повлияют на работу вентилятора, например при параметрах теплоносителя 80-60°C требуется проверка работы вентилятора. Параметры теплоносителя в системе теплоснабжения фэнкойлов не могут быть одинаковыми для всех систем, эти значения должны приниматься на основе расчета в зависимости от типа и выбранной схемы системы тепло-холодоснабжения.

Двухтрубная система теплохолодоснабжения (одноконтурный теплообменник фэнкойла).

Схема без промежуточного теплообменника и гидравлического коллектора

(одна гидравлический контур) (Рис.8.1)

При такой схеме, когда общим гидравлическим контуром объединена система теплоснабжения фэнкойлов и теплообменник чиллера, для устойчивой работы последнего общий расход тепло-холодоносителя в системе должен быть неизменным для двух режимов работы: охлаждения и отопления с использованием теплового насоса. Для режима отопления расход теплоносителя принимается равным расходу холодоносителя. Перепад температур теплоносителя принимают из условия постоянства расхода тепло-холодоносителя в системе:

$$\Delta t = \frac{3,6 \cdot Q}{c_{ж} G_x} \quad (2)$$

где Q^{T3}_m — суммарная тепловая нагрузка в системе теплоснабжения фэнкойлов при температуре наружного воздуха, кВт;
 G_x — расход холодоносителя в системе, кг/час;
 $c_{ж}$ — теплоемкость жидкости, используемой в качестве тепло-холодоносителя, кДж/кг К.

Суммарную тепловую нагрузку в системе теплоснабжения фэнкойлов при температуре наружного воздуха $t^{T3}_н$ определяют последовательным суммированием расходов теплоты на нагревание воздуха в фэнкойлах, определенных при построении процессов на I-d диаграмме для соответствующей нагрузки на систему кондиционирования воздуха при текущей температуре наружного воздуха $t^{T3}_н$. Нагрузку определяют из уравнения

теплового баланса помещения, в котором составляющая теплового баланса — поток теплоты через наружные ограждения (теплопотери помещения) определяется по формуле для каждого помещения:

$$Q_{mni}^T = Q_{mni}^p \frac{(t_{\theta} - t_{\text{н}}^{T3})}{(t_{\theta} - t_{\text{н}}^{px})} \quad (3)$$

где Q_{mni}^p — теплопотери помещения для расчетной температуры наружного воздуха, кВт;

t_{θ} — температура внутреннего воздуха в помещении, °С;

$t_{\text{н}}^{px}$ — расчетная температура наружного воздуха в холодный период, °С.

При сохранении неизменной температуры приточного воздуха в центральной системе кондиционирования воздуха и теплопоступлений в помещении возможно использовать формулу для пересчета суммарного расхода теплоты на нагревание воздуха в фэнкойлах с расчетного режима отопления на текущую наружную температуру:

$$Q_m^T = Q_m^p \frac{(t_{\theta} - t_{\text{н}}^{T3})}{(t_{\theta} - t_{\text{н}}^3)} \quad (4)$$

Полученное значение следует сравнить с фактической теплопроизводительностью чиллера для текущей температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}^{T3}$. Теплопроизводительность чиллера определяют по таблицам каталога для чиллера соответствующего типа в зависимости от принятых значений параметров теплоносителя для соответствующего значения температуры наружного воздуха $t_{\text{н}}^{T3}$. Обычно суммарная потребность в теплоте в здании в этот период меньше, чем теплопроизводительность чиллера, подобранного на режим охлаждения. В этом случае при подборе чиллера следует предусмотреть возможность регулирования его теплопроизводительности, подбирать два или несколько чиллеров для работы в режиме охлаждения, один из которых будет работать в режиме теплового насоса в переходный период, второй будет резервный. Возможно так же использование теплоты конденсации для других потребителей, например для горячего водоснабжения.

Параметры теплоносителя для режима теплового насоса выбирают как можно ниже и одновременно с определением температуры наружного воздуха, ниже которой работа чиллера в режиме теплового насоса не целесообразна.

В режиме отопления при расчетной температуре наружного воздуха можно сохранить расход теплоносителя равным расходу холодоносителя и определить перепад температур теплоносителя исходя из расчетной мощности на отопление здания. Этот путь не является рациональным. Если предусмотреть в контуре циркуляции теплоносителя через пиковый источник теплоты собственный насос (схема на рис. 8.1), то с целью экономии электроэнергии расход теплоносителя в расчетном режиме отопления может быть снижен, но не более чем на 40–60% от максимального. Согласно исследованиям максимальное допустимое соотношение расходов горячей и холодной воды, которое не вызывает существенного гидравлического разрегулирования в двухтрубной системе в расчетном режиме составляет от 0,5 до 1,0 [25]. Расход теплоносителя может быть определен, если принять перепад температур в системе теплоносителя 10 °С. Обычно теплопроизводительность фэнкойлов приводится при значениях перепадов 10 °С, 15 °С, 20 °С. Уменьшение перепада температур по сравнению с традиционным значением 20–25 °С позволит уменьшить вертикальную гидравлическую разрегулировку в системе, возникающую из-за разных значений действующего естественного циркуляционного давления в кольцах циркуляции нижних и верхних этажей. В этом случае в связи с изменением общего расхода в гидравлической сети в режиме отопления следует выполнить гидравлический расчет с целью проверки потокораспределения: определить фактические расходы теплоносителя на участках с известными диаметрами, определить потери давления в системе при измененных расходах на участках сети

в главном и второстепенных кольцах циркуляции. При этом может понадобиться изменение настройки балансировочных клапанов во второстепенных кольцах циркуляции.

Конкретные значения параметров теплоносителя в расчетном режиме отопления определяют исходя из требуемой теплопроизводительности фэнкойла для характерного помещения с максимальной тепловой нагрузкой по формуле:

$$t_z = \Delta t_{cp}^{охл} \frac{k_{охл}}{k_{от}} \frac{Q_{mi}^p}{Q_{xi}^p} + \frac{t_{вн} + t_{вк}}{2} + \frac{Q_{mi}^p}{c_{ж} G_{ж}^{от}}, \quad (5)$$

где $\Delta t_{cp}^{охл}$ — температурный перепад между средней температурой охлаждаемого воздуха и средней температурой охлаждающей воды, °С;
 $k_{охл}$, $k_{от}$ — коэффициенты теплопередачи теплообменника фэнкойла соответственно в режиме охлаждения и отопления, Вт/м²К;
 Q_{mi}^p — расчетная тепловая нагрузка на фэнкойл, Вт;
 Q_{xi}^p — расчетная нагрузка по холоду на фэнкойл, Вт;
 $t_{вн}$, $t_{вк}$ — начальная и конечная температура воздуха при нагревании в фэнкойле, °С;
 $G_{ж}^{от}$ — расход теплоносителя в расчетном режиме отопления, кг/час;
 $c_{ж}$ — теплоемкость жидкости, используемой в качестве теплохолодоносителя, кДж/кгК.

При отсутствии данных по коэффициентам теплопередачи, можно воспользоваться данными таблиц каталога, где приводятся значения холодо- и теплопроизводительности фэнкойлов в зависимости от параметров воздуха и воды, и может быть определен параметр KF, где F — площадь поверхности теплообменника, м² соответственно для охлаждения и отопления. Параметры теплоносителя также могут быть ориентировочно определены по таблицам каталога для характерного помещения с максимальной тепловой нагрузкой так, чтобы теплопроизводительность фэнкойла выбранного типоразмера при данных параметрах воздуха и теплоносителя соответствовала нагрузке по теплоте на местный агрегат, определенной при построении процессов на I-d диаграмме. В каталогах фирм-производителей приводятся значения теплопроизводительности фэнкойлов, соответствующие параметрам теплоносителя, при которых проводились испытания. Например, для фэнкойлов CLIVET — 85-70°C, 70-60°C, 50-40°C, для фэнкойлов GEA- 85-60°C, 70-50°C, 50-40°C, для фэнкойлов DELONGHI приводятся значения начальной температуры теплоносителя —70, 60, 50, 45, 40°C и т.д.

В двухтрубных системах с одноконтурным теплообменником увеличенная поверхность нагрева и ограничения по уменьшению расхода горячей воды по сравнению с расходом холодной приводят к тому, что даже для средней полосы температура горячей воды не превышает 45-50°C (смотри примеры в разделе III).

Двухтрубная система тепло-холодоснабжения (одноконтурный теплообменник фэнкойла).

Схема с промежуточным теплообменником (два независимых контура циркуляции:

**один — через испаритель чиллера с постоянным расходом холодоносителя,
 второй — через фэнкойлы) (Рис. 8.2.)**

В такой схеме при независимых контурах отсутствуют ограничения на поддержание постоянства расхода тепло-холодоносителя в контуре циркуляции через фэнкойлы и теплообменники. С целью экономии электроэнергии расход теплоносителя должен быть уменьшен по сравнению с расходом холодоносителя.

Параметры теплоносителя для расчетного режима отопления определяют по формуле 5 или выбирают по каталогу для нескольких характерных помещений с максимальной тепловой нагрузкой так, чтобы теплопроизводительность фэнкойла выбранного типо-

размера при данных параметрах воздуха и теплоносителя соответствовала количеству теплоты, необходимому для нагревания воздуха в фэнкойле, определенному из построения процессов на I-d диаграмме. Перепад температур теплоносителя может быть принят таким как в каталоге для выбранного значения параметров или равным 10°C.

В соответствии с выбранным значением параметров определяют общий расчетный расход теплоносителя в системе:

$$G_{\text{ж}}^{\text{от}} = \frac{3,6 \cdot Q_m^p}{c_{\text{ж}}(t_2 - t_o)} \quad (6)$$

Необходимо проверить отношение $\frac{G_{\text{ж}}^{\text{от}}}{G_x}$, которое при перепаде температур теплоносителя в системе более 10°C должно быть для здания до шести этажей не менее 0,5, от шести до девяти не менее 0,75, а выше 9 этажей – 1,0.

В схеме на рис. 8.2 предусмотрен один насос, обеспечивающий циркуляцию как холодоносителя, так и теплоносителя, расходы которых в зависимости от режима имеют различное значение. В этом случае необходимо выбрать способ изменения расхода теплоносителя в контуре циркуляции через фэнкойлы и теплообменник при переключении режимов. Первый способ – изменение характеристики сети путем введения дополнительного сопротивления (изменение настройки балансировочного клапана) на общем участке перед насосом с постоянной частотой вращения (рис. 9.2). При этом необходимо, чтобы рабочая точка не вышла за пределы максимального значения к.п.д. насоса. При значительном изменении расхода теплоносителя потери на балансировочном клапане могут значительно превышать потери в гидравлической сети. Например, при необходимости уменьшить расход на 40% сопротивление сети должно увеличиться в 2,8 раза, из которых на долю клапана придется сопротивление в 1,8 раза больше сопротивления сети. Поэтому регулирование балансировочным клапаном в широких пределах изменения расхода невыгодно. При этом, в самой системе также произойдет перераспределение потоков воды между фэнкойлами, что отразится на температурном режиме помещений. Расход электроэнергии при таком способе уменьшится незначительно.

Второй способ изменения расхода – изменение параметров работы насоса путем изменения частоты вращения электродвигателя (рис.9.3). При таком способе достигается экономия электроэнергии, расходы теплоносителя изменяются пропорционально на

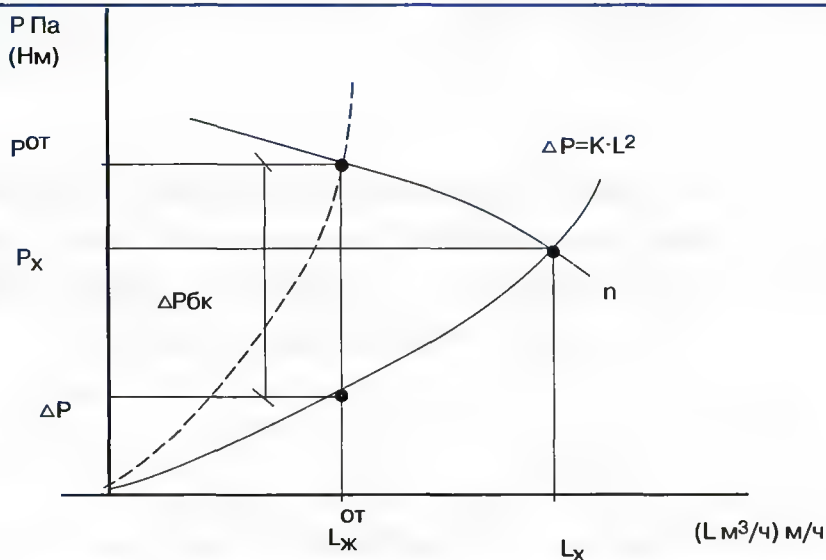


Рис. 9.2. Способ изменения расхода теплоносителя при переключении режимов путем изменения характеристики сети



всех участках. В то же время должно выполняться требование ограничения расхода — не более 40–60% от максимального значения из-за условия устойчивой работы гидравлической сети. Для проверки потокораспределения при изменившемся расходе в режиме отопления следует выполнить гидравлический расчет трубопроводов с целью определения потерь давления в сети и проведения гидравлической балансировки всех контуров.

Аналогично для режима с использованием теплового насоса при одноконтурных теплообменниках целесообразно сохранить расход теплоносителя таким же, как и в расчетном режиме отопления, для сохранения постоянства гидравлического режима при многократном переключении режимов «тепловой насос» — «пиковый котел» в период весенних и осенних месяцев.

В схеме без промежуточного теплообменника (рис.8.3) в контуре охлаждения с так называемым «гидравлическим регулятором», или просто коллекторами, когда контур охлаждения независим от контура отопления и оба имеют самостоятельные насосы, могут применяться насосы с постоянной частотой вращения, подбираемые по соответствующим значениям подачи и напора для каждого режима. В режиме теплового насоса в этом случае расход теплоносителя должен быть равен расходу холодоносителя. Из этого условия, согласно соответствующей тепловой нагрузке, определяют перепад температур теплоносителя в этом контуре, параметры теплоносителя должны выбираться как можно ниже, аналогично, как и для схемы 8.1.

Трехтрубная система (одноконтурный теплообменник)

В трехтрубной системе начальную температуру горячей воды определяют также по формуле 5 или по таблицам каталога. Расход теплоносителя при трехтрубных системах определяют из соотношения $G_{ж}^{от} \geq 0,2G_x$. Величина этого соотношения определяется конструкцией трехпроходного несмешивающего клапана.

Расходы тепло- и холодоносителя в подающих трубопроводах соответствуют расчетным максимальным значениям, соответственно, расхода горячей воды для отопления и расхода холодной воды для охлаждения. Расход жидкости в обратном трубопроводе принимается равным максимальному расходу холодной воды. Потери давления в каждом контуре определяют при соответствующих значениях расходов жидкости. Каждый контур имеет самостоятельную группу насосов.

Четырехтрубная система (двухконтурный теплообменник фэнкойла)

В таких системах контуры охлаждения и отопления независимы друг от друга, каждый контур имеет свой насос, обеспечивающий соответствующие значения расхода холодоносителя и теплоносителя. Параметры теплоносителя выбирают для характерных помещений с максимальной тепловой нагрузкой по таблицам каталога, где представлены данные по теплопроизводительности для соответствующего теплообменника второго контура. При этом следует учитывать, что если для режима охлаждения выбран двухрядный теплообменник, то в фэнкойлах CLIVET он комплектуется с двухрядным теплообменником контура отопления, если для режима охлаждения выбран трехрядный теплообменник, то он комплектуется с однорядным теплообменником контура отопления.

Расход теплоносителя определяют в зависимости от перепада температур в системе, который принимают по каталогу для выбранного значения параметров теплоносителя, и который должен быть как можно большим с целью сокращения расхода теплоносителя и экономии энергии.

Поверочный расчет теплообменников фэнкойлов для режима отопления

Типоразмер фэнкойлов, количество рядов трубок теплообменника фэнкойла, а следовательно и площадь поверхности теплообмена выбирают по определяющей нагрузке по холоду. При проектировании СКВ с фэнкойлами с круглогодичным режимом работы необходимо определить количество теплоты, передаваемое в теплообменнике с заданной поверхностью теплообмена, параметры воздуха на выходе из фэнкойла.

В каталогах производителей приводятся данные для всех типоразмеров фэнкойлов с соответствующим количеством рядов трубок теплообменника по теплопроизводительности в зависимости от параметров теплоносителя, начальной температуры воздуха и скорости вращения вентилятора фэнкойла. Данные получены в результате испытания на стендах в лабораториях при определенных параметрах теплоносителя. Если принятые параметры теплоносителя в системе не отличаются от параметров теплоносителя каталога, то используют данные каталога. Если параметры отличны, то следует выполнить поверочный расчет теплообменника в режиме отопления.

Существующие инженерные методики поверочного расчета поверхностных теплообменников воздухонагревателей и воздухоохладителей не могут быть применены из-за отсутствия привычных в практике проектирования аппроксимирующих зависимостей для теплообменников фэнкойлов, определяющих коэффициенты теплопередачи как функции массовой скорости и скорости движения теплоносителя в трубках.

Для теплообменников фэнкойлов характерны различные условия теплообмена: в режиме отопления — «сухой» теплообмен, в режиме охлаждения — «мокрый»; теплопередача, осложненная массообменом при конденсации водяных паров.

Задача поверочного расчета может быть решена только с использованием численных методов решения системы нелинейных уравнений, состоящей из уравнения баланса теплоты теплообменника и уравнения теплопередачи, реализованных в компьютерных программах расчета.

РАЗДЕЛ X



Монтаж и наладка системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами

Монтаж элементов системы	344
Монтаж фэнкойлов	344
Подсоединение теплообменника фэнкойла к системе трубопроводов	347
Подключение установки к сети электропитания	350
Монтаж системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	351
Монтаж чиллеров	352
Монтаж насосной станции	360
Пуск, испытание и наладка системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	363
Пуск, испытание и настройка чиллера	365
Пуск, испытание и настройка насосной станции	376
Испытание и наладка системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов	382
Плановое техническое обслуживание системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами	386
Техническое обслуживание фэнкойлов	386
Специальное техническое обслуживание фэнкойлов	389
Плановое техническое обслуживание чиллеров	390
Плановое техническое обслуживание насосной станции	393

Монтаж элементов системы

Монтаж фэнкойлов

Для правильного размещения и монтажа фэнкойлов следует ознакомиться с инструкциями по монтажу и техническому обслуживанию, которые поставляются вместе с фэнкойлом и находятся внутри упаковки.

Установки вертикального исполнения с фронтальным забором воздуха или забором воздуха снизу и установки горизонтального исполнения с забором воздуха снизу или сбоку, соответственно, монтируют на полу или на стене помещения (рис. 10.1). При установке фэнкойлов вертикального или горизонтального исполнения с забором воздуха снизу или сбоку должны быть обеспечены эксплуатационные зазоры, чтобы расстояние, соответственно, до пола или до стены составляло не менее 100 мм.

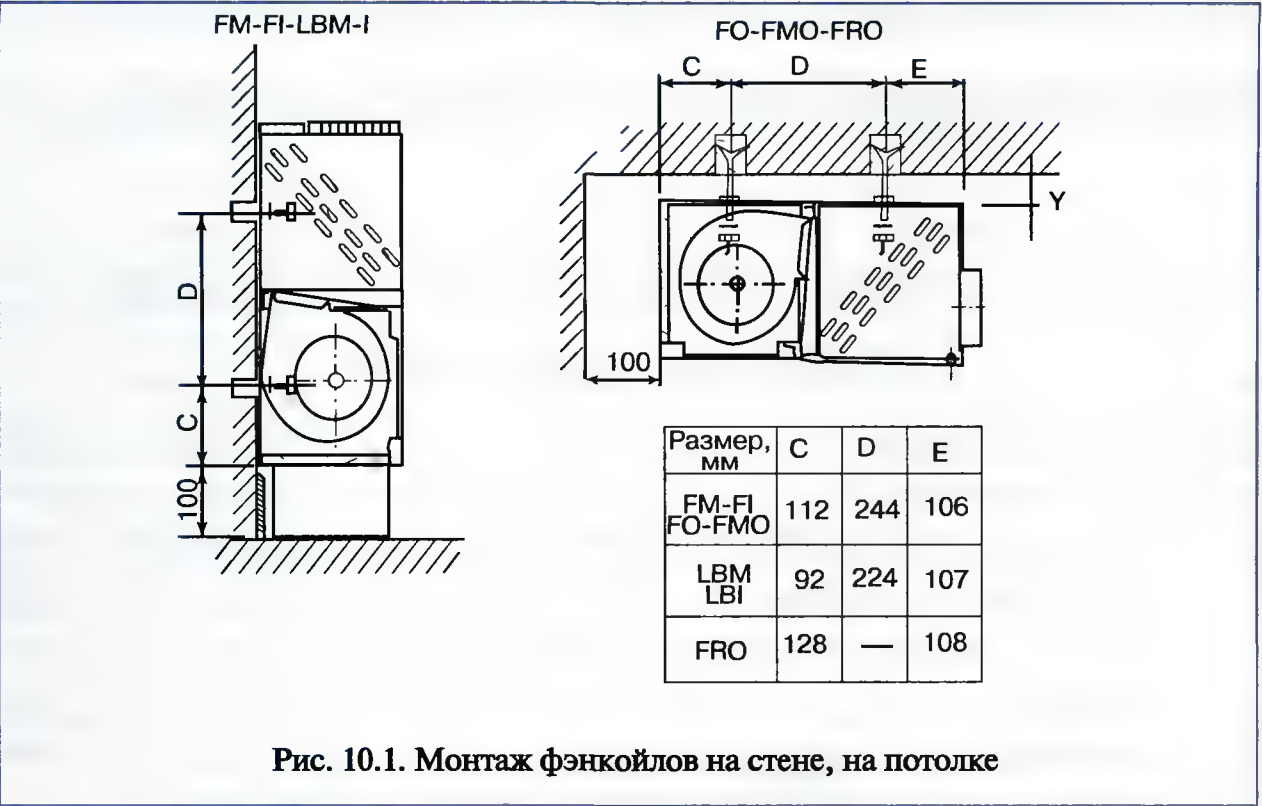


Рис. 10.1. Монтаж фэнкойлов на стене, на потолке

При скрытой установке фэнкойла (CF) агрегат устанавливают на потолке, а в подшивном потолке должны быть предусмотрены открывающиеся секции (D) для доступа к: съемной панели фэнкойла (A), электрической панели (B) и воздушному фильтру (C). Агрегат должен отстоять от стены на расстоянии не менее 400 мм для доступа к электрической панели. Легкий доступ к агрегату через подшивной потолок путем устройства специального люка необходим при проведении технического обслуживания (рис. 10.2).

Блоки серии CF с типоразмерами от 25 до 71 оснащены всей необходимой для установки крепежной арматурой. Конструкция блоков CF и CFI, комплектация крепежной арматурой позволяет просто и быстро смонтировать соответственно блоки в пространстве подшивного потолка (крепление к потолку) или на стене. С блоками поставляются опорные кронштейны, анкерные болты для крепления кронштейнов или самих блоков к потолку, для крепления вертикальных блоков к стене, виброизоляционные прокладки, клейкая лента для герметизации стыков, гибкая трубка длиной 1 м для отвода конденсата, фитинги и т.д. Для напольной установки блоков типоразмера 91, 121 поставляются резиновые амортизаторы.

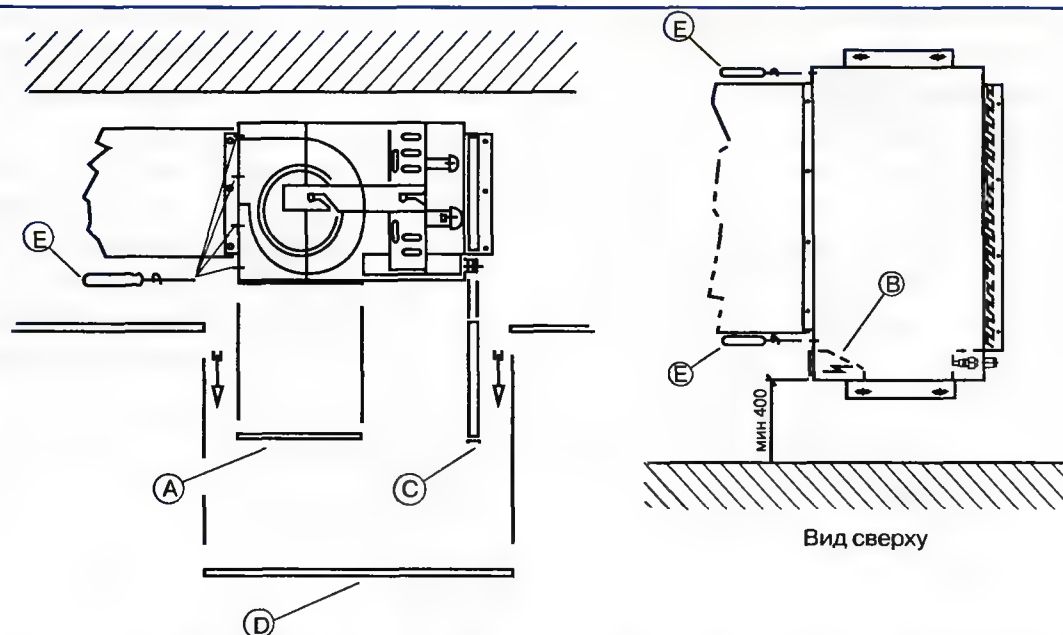


Рис. 10.2. Монтаж фэнкойла скрытой установки в пространстве подшивного потолка:
А — съемная панель фэнкойла, В — электрическая панель; С — воздушный фильтр;
Д — открывающаяся секция подшивного потолка; Е — отвертка

Забор воздуха в блоках CFI вертикальной установки может осуществляться снизу или с фронтальной стороны. Блоки CFI предназначены для настенного монтажа с воздухоприемниками с фронтальной (F) (стандартная поставка) и со стороны пола (В) (под заказ).

Установки монтируют на стене или на потолке с использованием отверстий в кромке задней панели (рис. 10.3). Перед началом монтажа фэнкойла промаркируйте расстояния между прорезями на задней стороне рамы внутреннего корпуса. Вставьте анкерные болты, рассчитанные на вес установки фэнкойла в соответствующие отверстия.

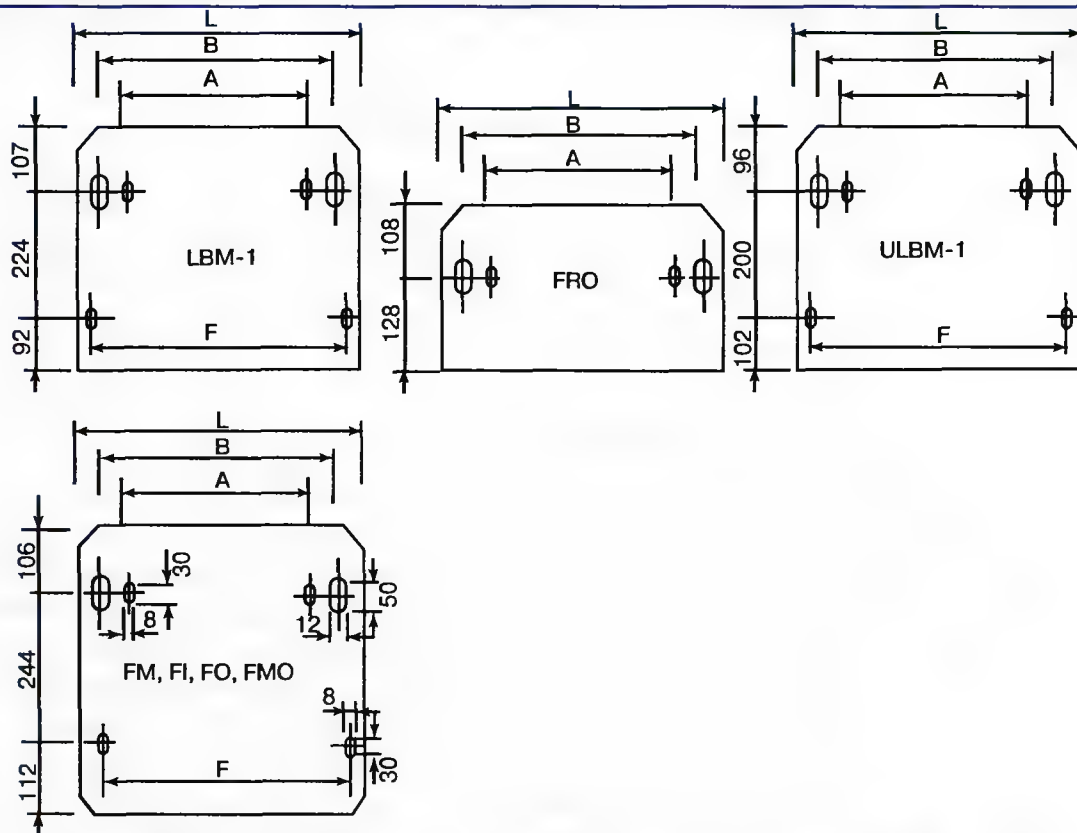


Рис. 10.3. Задняя панель для монтажа фэнкойлов FM, FI, FO, FMO, LBM-1, FRO, ULBM-1

Для упрощения и ускорения монтажа с блоком ELFO может поставляться монтажная плата для трубопроводов, которая используется для фиксации трубопроводов охлажденного и утепленного холодоносителя, дренажного трубопровода, электрического кабеля, с полосой из ламинированной бумаги для разметки высоты установки и места, занимаемого фэнкойлом (рис.10.4). Эти приспособления необходимы для правильного размещения подводимых трубопроводов, электрокабеля, выбора места для размещения фэнкойла, когда фэнкойл еще не доставлен до места монтажа, или, чтобы не допустить загрязнения фэнкойла строительным мусором. Так же имеется монтажная плата для фэнкойла, которая устанавливается на стене, и к которой после окончания монтажа трубопроводов, электрических соединений и всех работ по лицевой отделке помещения прикрепляется фэнкойл (рис. 10.5).

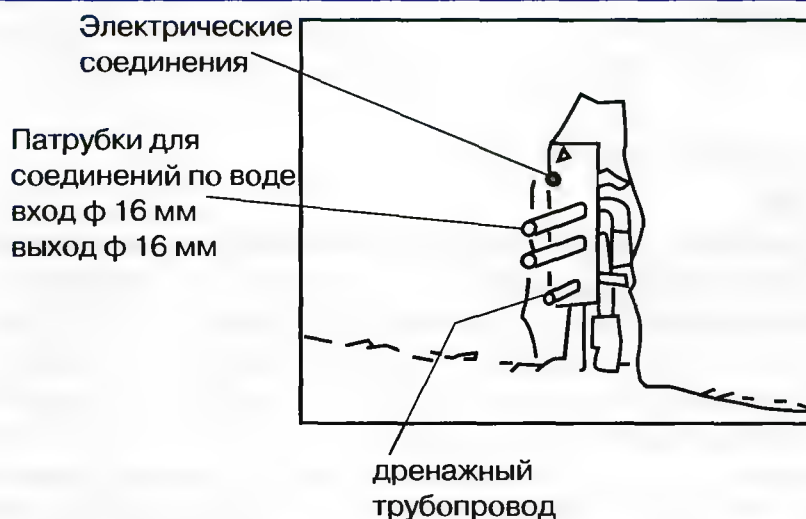


Рис. 10.4. Монтажная плата для трубопроводов фэнкойла ELFO

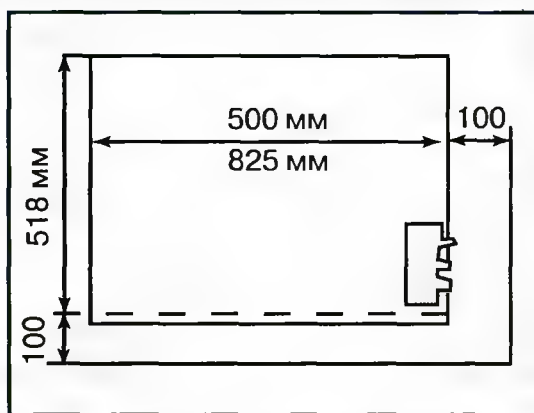


Рис. 10.5. Монтажная плата для фэнкойла ELFO

Если установка смонтирована на стене или на потолке неправильно, возникает вибрация и повышенный шум при работе. В фэнкойлах скрытой установки при заборе рециркуляционного воздуха предусматривают в конструкции подшивного потолка воздухоприемную решетку, присоединяемую к фэнкойлу с помощью воздуховода. Чтобы не допустить передачу вибрации от работающего вентилятора фэнкойла следует предусматривать присоединение воздуховода через гибкую вставку либо использовать гибкий воздуховод.

При монтаже фэнкойла со смешением наружного необработанного и рециркуляционного воздуха необходимо организовать забор наружного воздуха с задней стороны фэнкойла через отверстие в стене с решеткой (рис. 10.6). Отверстие в стене должно точно соответствовать размеру решетки.

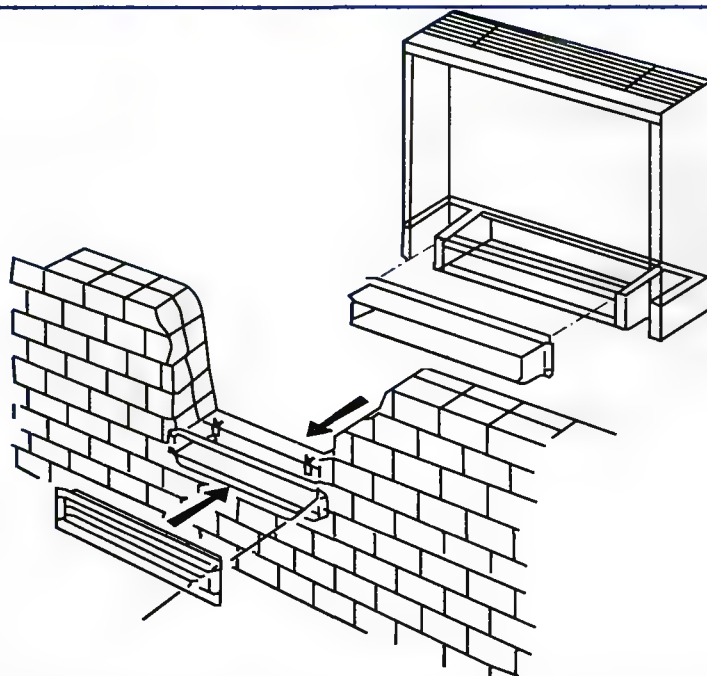


Рис. 10.6. Монтаж фэнкойла с забором наружного воздуха

При монтаже фэнкойла важно обеспечить хороший отвод конденсата, образующегося при «мокром» охлаждении воздуха. Монтаж фэнкойлов горизонтальной установки необходимо выполнять с небольшим уклоном в сторону слива воды.

Подсоединение теплообменника фэнкойла к системе трубопроводов

Все патрубки фэнкойлов для подключения водяных трубопроводов имеют внутреннюю газовую резьбу, диаметр патрубков зависит от типоразмера фэнкойла. При отсутствии специальных оговорок в стандартном исполнении патрубки подключения расположены с правой стороны установки (если смотреть со стороны нагнетания воздуха). В проекте на планах этажей объекта должны быть указаны места расположения патрубков и их положение «правое» или «левое». Сторона подключения водяных трубопроводов может быть легко изменена на объекте с правой на левую (рис. 10.7).

В моделях с декоративным корпусом необходимо сначала его снять, а в конце операции корпус необходимо смонтировать на место, используя для этого крепежные про- рези во внутреннем корпусе. При перемещении теплообменника крепежные выступы должны быть перенесены на правую сторону. Расстояние между внутренним и декоративным корпусом всегда должно быть больше на стороне подключения воды. Последовательность операций при перемещении теплообменника следующая (рис. 10.7):

- Снимите электропанель и надежно защитите ее от повреждения. В конце операции перенесите эту панель на сторону, противоположную стороне подключения воды. Обратите особое внимание на выполнение подключения электропитания и дополнительных комплектующих элементов. Если электросхема отсутствует, запомните существующую схему подключения и выполните повторные подключения аналогичным образом.
- Чтобы получить доступ к внутренним элементам установки снимите дренажный поддон, для чего отвинтите 4 саморезных болта, с помощью которых он крепится к раме внутреннего корпуса, затем, воздействуя рычагом на патрубок выхода воды, слегка поверните дренажный поддон и выньте его.
- Снимите все смонтированные дополнительные комплектующие, такие как, например, электронагреватель или дополнительный однорядный теплообменник. В конце операции эти элементы переместите на новое место.

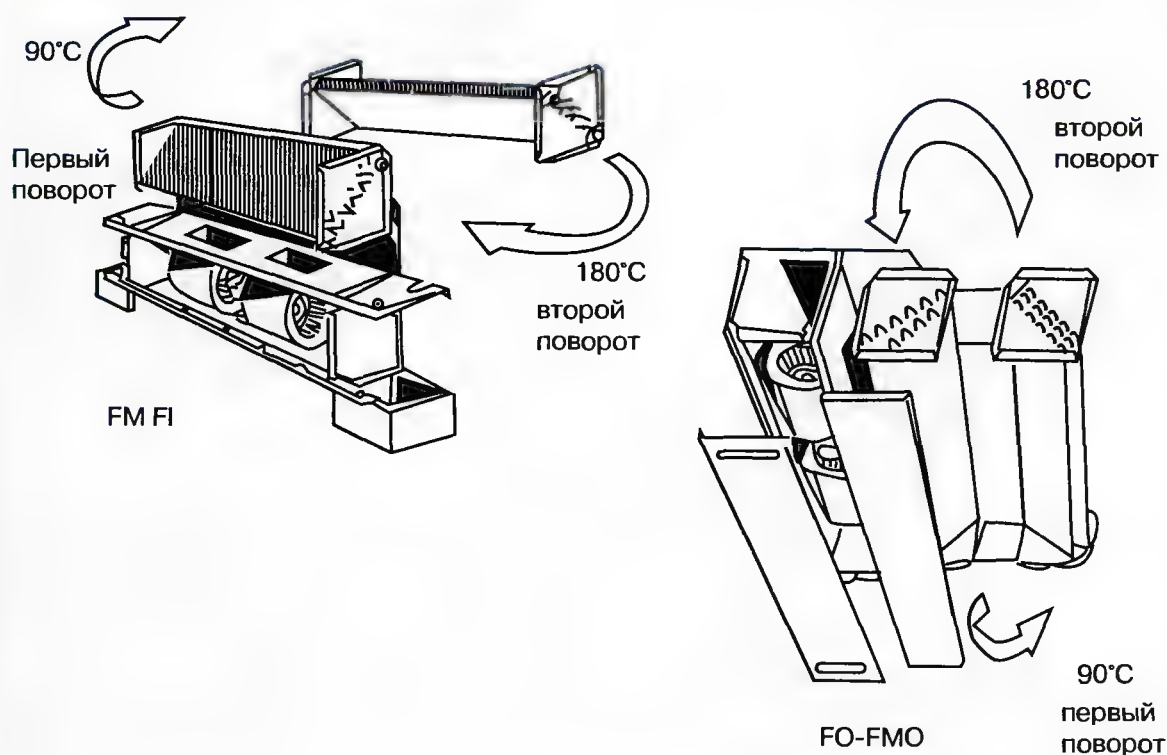


Рис. 10.7. Изменение стороны подключения водяных трубопроводов к теплообменнику фэнкойла с правой на левую

- Отвинтите 4 саморезных крепежных болта, с помощью которых основной теплообменник крепится к раме внутреннего корпуса. Теплообменник должен быть смонтирован в соответствии с рекомендациями рисунка 10.8: поверните теплообменник и подтяните сторону, противоположную стороне подключения воды, а затем выньте теплообменник. С помощью молотка пробейте перфорированные секции, к которым должны быть подсоединены патрубки водяных подключений.

Для наладки и технического обслуживания рекомендуется смонтировать балансировочные клапаны или запорные вентили (рис. 7.4а), а также водяной фильтр на подводке к фэнкойлам. Запорная арматура позволяет демонтировать агрегат для ремонта или замены без отключения всей системы. Водяной фильтр монтируется на подающем трубопроводе, до и после него устанавливают шаровые краны, чтобы уменьшить объем сливаемого холодоносителя и не допустить завоздушивания при замене фильтра.

На внутренней стороне установки вблизи патрубков подсоединения водяных трубопроводов расположены специальные приспособления, предотвращающие скручивающие деформации, которые могут иметь место при подключении установки к системе. Не прикладывайте излишние усилия при затяжке резьбовых соединений. При выполнении этой операции необходимо использовать два гаечных ключа (рис. 10.8) чтобы исключить перетягивание и, вызванные им, повреждения теплообменника и ремонт фэнкойла.

В теплообменники встроены вентили для выпуска воздуха. Доступ к этим вентилям может быть обеспечен через отверстия в боковой панели внутреннего корпуса.

Фэнкойлы оборудованы основным и, в отдельных фэнкойлах, дополнительным дренажным поддоном, который закреплен под патрубками подключения водяных трубопроводов (рис. 10.9). Дренажный поддон имеет патрубок, к которому подсоединяется дренажный трубопровод, фиксируемый хомутом (рис. 10.10). Дренажный трубопровод должен иметь уклон не менее 0,02 и не иметь перегибов. В фэнкойлах большой производительности следует установить сифон, предотвращающий попадание газов из дре-

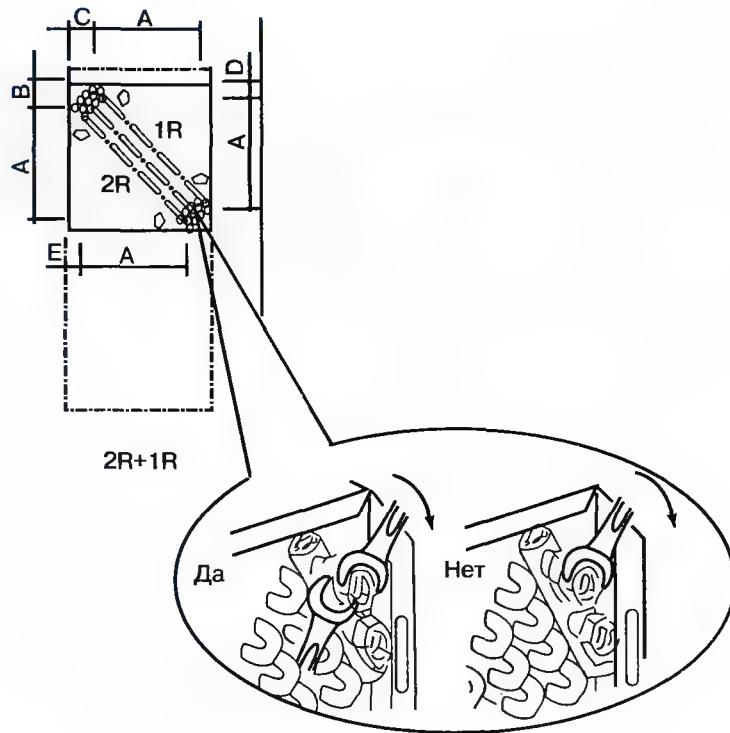


Рис. 10.8. Использование двух гаечных ключей для соединения теплообменника с трубопроводами

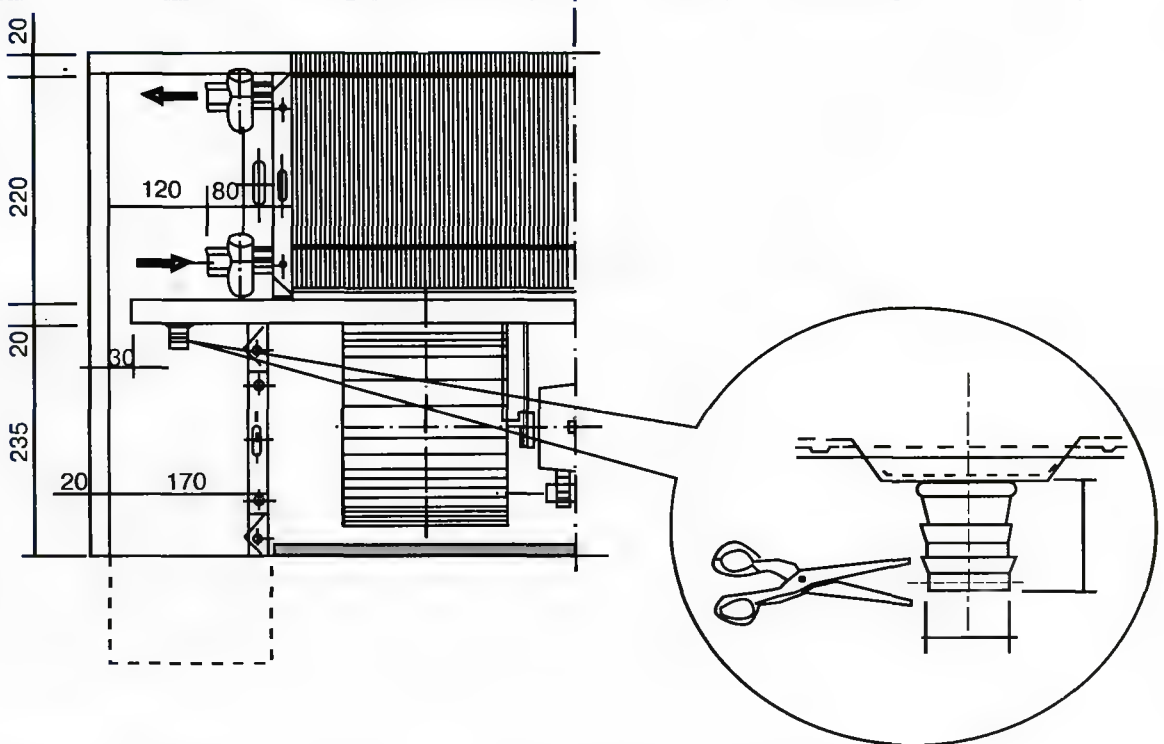


Рис. 10.9. Дренажный поддон с патрубком

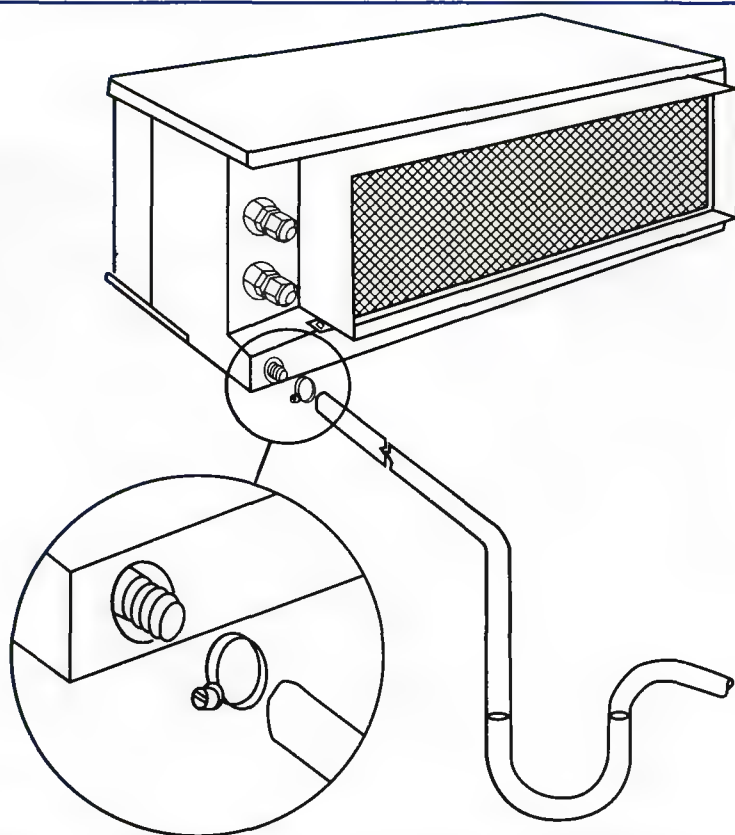


Рис. 10.10. Подключение дренажного трубопровода с помощью хомута

нажных трубопроводов в поток воздуха. Необходимо обеспечить возможность периодической очистки внутренней поверхности дренажных труб: отвод конденсата следует предусмотреть в центральную ливневую или бытовую канализацию здания. В первом случае, следует исключить возможность замерзания конденсата в зимнее время, во втором — следить, чтобы сифон был заполнен водой при отсутствии конденсата.

В пределах каркаса (корпуса) все трубопроводы и регулирующая арматура должны быть тщательно изолированы для предотвращения конденсации на поверхности охлажденных элементов. Необходимо также проложить силиконовые уплотнения между боковыми панелями дополнительного дренажного поддона и внутреннего корпуса.

Подключение установки к сети электропитания

Перед выполнением подключения фэнкойла к сети электропитания убедитесь, что напряжение в этой сети соответствует напряжению, указанному на маркировочной табличке фэнкойла. Каждая установка поставляется с электросхемой, содержащей необходимую информацию о подключении дополнительных комплектующих.

В обязательном порядке выполните заземление установки путем подключения желто-зеленого провода к корпусу системы или путем подключения к клемме РЕ клеммной платы.

Установки вертикального исполнения в декоративном корпусе, предназначенные для настенного монтажа (F, FB), поставляются с панелью регулирования, оборудованной двухполюсным переключателем скорости вентилятора. Для замены регуляторов панели управления на новые или для модификации панели выполните следующие операции:

- Перед началом выполнения операций отсоедините установку от источника электропитания.
- Вытащите электропанель из боковой части внутреннего корпуса, надавив на верхние фиксаторы основания (основание закреплено на боковой панели) и высвободив нижний фиксатор, слегка поверните его.

- Отвинтите крепежные болты на крышке и, слегка надавив на верхние фиксаторы, снимите ее.
- Вставьте новую панель или выполните модификацию старой панели. Выполните электроподключение регуляторов согласно новой электросхеме.
- Установите панель регулирования на место, выполнив указанные выше инструкции в обратной последовательности.

Установки для монтажа на потолке и скрытого монтажа (FI, FOI, FBI) поставляются со встроенной электропанелью, оборудованной клеммной платой, к которой подключают дистанционный переключатель скорости вентилятора и регулирующий термостат. Не рекомендуется подключать к одному термостату более одного фэнкойла. При неисправности одной установки это позволит исключить повреждение других установок.

Получить доступ к электропанели этих установок можно следующим образом:

- Отвинтите крепежные болты на крышке и, слегка нажав на верхние фиксаторы, снимите ее.
- Выполните электроподключения в соответствии с электросхемой и согласно требованиям нормативных документов.
- Закройте панель регулирования, выполнив рекомендации, изложенные выше, в обратном порядке.

Монтаж системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов

Монтаж трубопроводов системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов следует проводить в соответствии с проектом, предусматривая компенсацию температурных удлинений трубопроводов, уклон в сторону противоположную движению тепло-холодоносителя, спуск воды из нижних точек системы для ее опорожнения на случай ремонта. Чтобы не допустить передачу вибрации соединения трубопроводов с насосами, насосными станциями, чиллерами должны быть гибкими. Применяют обычно скрытую прокладку трубопроводов: горизонтальных — в конструкции подшивного потолка нижележащего этажа или в фальшполу данного этажа, вертикальных — в строительных нишах, штробах, коллекторах для прохода коммуникаций. При скрытой прокладке следует обеспечить доступ к запорно-регулирующей арматуре, точкам подключения к оборудованию для ремонта и технического обслуживания. Способ соединения трубопроводов обусловлен выбранным типом и материалом труб. Следует предусматривать разборные соединения трубопроводов с арматурой и оборудованием. Крепление трубопроводов выполняют с помощью кронштейнов и подвесок, оно должно обеспечить прокладку трубопроводов без изгиба, выдерживать вес трубопровода, заполненного жидкостью. Для участков самокомпенсации, а также участков с компенсаторами температурных удлинений следует предусматривать подвижные и неподвижные опоры.

Балансировочные клапаны могут монтироваться как в вертикальном, так и в горизонтальном положении. При установке балансировочного клапана направление движения перемещаемой среды должно совпадать с направлением стрелки на его корпусе. Рекомендуется оставлять до и после клапана прямые участки трубопровода, длина которых соответственно равна пяти и двум диаметрам трубы. В противном случае погрешность в измерениях может достичь 20%. При наличии насоса перед клапаном длина прямого участка должна составлять не менее 10 диаметров. Рекомендуется предусматривать установку сетчатого фильтра на подающем трубопроводе перед запорными клапанами — спутниками балансировочных клапанов.

Насосы с мокрым ротором следует монтировать только с горизонтальным положением вала. Насосы поставляются с резьбовым или фланцевым соединением. Насосы типа «in-line» предназначены для вертикального и горизонтального монтажа на трубопроводе. Поставляются с фланцевым соединением. Недопустима установка насоса электро-

двигателем и модулем управления вниз. Насосы мощностью электродвигателя от 5,5 кВт следует устанавливать с опорной пятой мотора при вертикальной установке или с опорой монтажной плиты насоса на фундамент при горизонтальной установке. Блочные насосы устанавливают на прочном фундаменте. Не допускается монтаж в положении вниз электродвигателем. Консольные насосы поставляются комплектно, смонтированными на фундаментной раме с электродвигателем, муфтой и защитным кожухом. На маломощную работу насоса влияет правильное устройство фундамента. Для увеличения воспринимающей вибрацию массы и компенсации несбалансированных сил необходимо непосредственное и жесткое соединение фундаментной рамы с фундаментом. Сам фундамент должен быть виброизолирован от конструкций здания при помощи эластичной вставки. Внешние размеры (длина и ширина) фундаментного блока должны быть на 15-20 см больше, чем внешние размеры фундаментной рамы. При монтаже следует предусмотреть свободное пространство для проведения последующего контроля и замены деталей насоса. Следует следить за тем, чтобы в трубопроводах, подсоединяемых к насосу полностью отсутствовали механические напряжения. Передача весовой нагрузки на насос и колебаний недопустима.

Монтаж дренажных трубопроводов выполняют с уклоном не менее 0,01, обеспечивающим движение конденсата самотеком, так, чтобы не было подъемов и провисаний трубы. Подключение сборных дренажных трубопроводов к бытовой канализации следует проводить с помощью сифона, предотвращающего проникание в помещения неприятных запахов.

Монтаж чиллеров

Перед началом монтажа чиллера следует ознакомиться с Руководством по монтажу, эксплуатации и техническому обслуживанию. Монтаж чиллера должен выполнять квалифицированный персонал с соблюдением правил техники безопасности.

При монтаже чиллера необходимо убедиться в способности опорной площадки выдержать вес блока. Если такая площадка отсутствует, следует предварительно соорудить фундамент. При размещении агрегатов в технических помещениях и их монтаже на крыше главное не допустить передачу вибрации на строительные конструкции. Это относится работающим агрегатам: чиллерам, гидромодулю, а также сетям трубопроводов и воздухопроводов. В помещении агрегаты следует располагать на фундаменте, подымающемся над уровнем пола. Такой фундамент позволит:

- равномерно распределить силу тяжести, создаваемую агрегатом;
- снизить амплитуду вибрации за счет увеличения массы;
- увеличить инерционность.

Агрегаты следует устанавливать на виброизолирующее основание, используя пружинные или резиновые опоры (рис.10.11). Между фундаментом и опорами следует проложить слой резины для виброизоляции. Опоры закрепляются на фундаменте с помощью анкерных болтов.

В руководстве по монтажу, эксплуатации и техническому обслуживанию для соответствующего типа чиллера приведена схема распределения массы блоков с таблицей нагрузок на опоры, а также положение центра тяжести блоков, общий вес. Пример для чиллеров WSA 2.90-2.200 на рис.10.12 и в таблице 10.1.

Вокруг агрегата необходимо предусмотреть свободное пространство для доступа воздуха к конденсаторам и для проведения сервисных работ и техобслуживания. Тщательно продумайте размещение агрегата, выберите для него такое место, которое соответствовало бы требованиям окружения (уровень шума, размещение машинного помещения по отношению к другим помещениям). Препятствия на пути воздушного потока, наличие источников теплового излучения, недостаточный воздухообмен в зоне установки, лист-

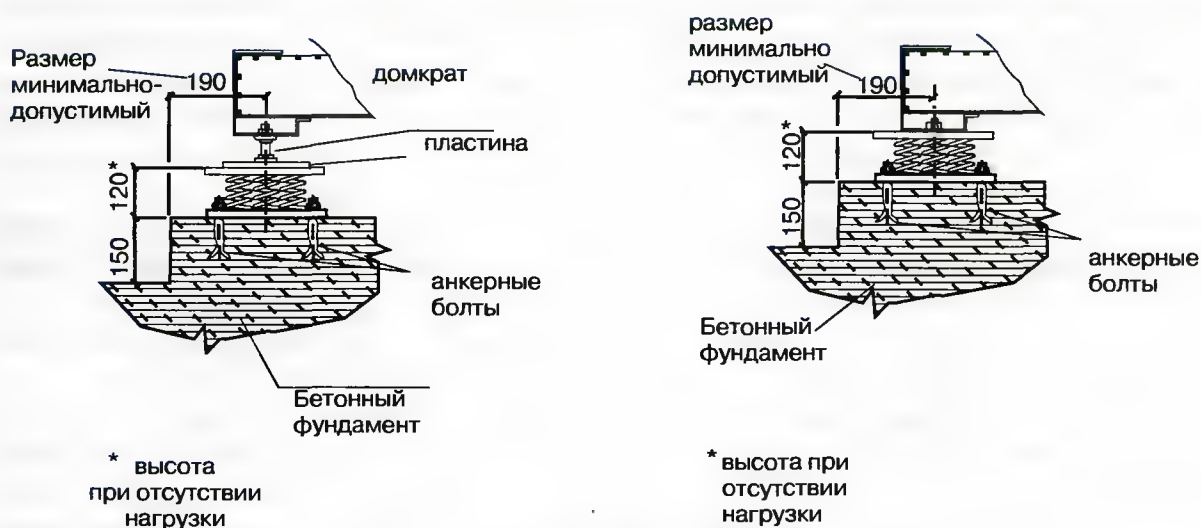


Рис. 10.11. Установка чиллера на антивибрационные опоры:

а) установка рамы по уровню с помощью домкрата;

б) установка рамы непосредственно на опоры

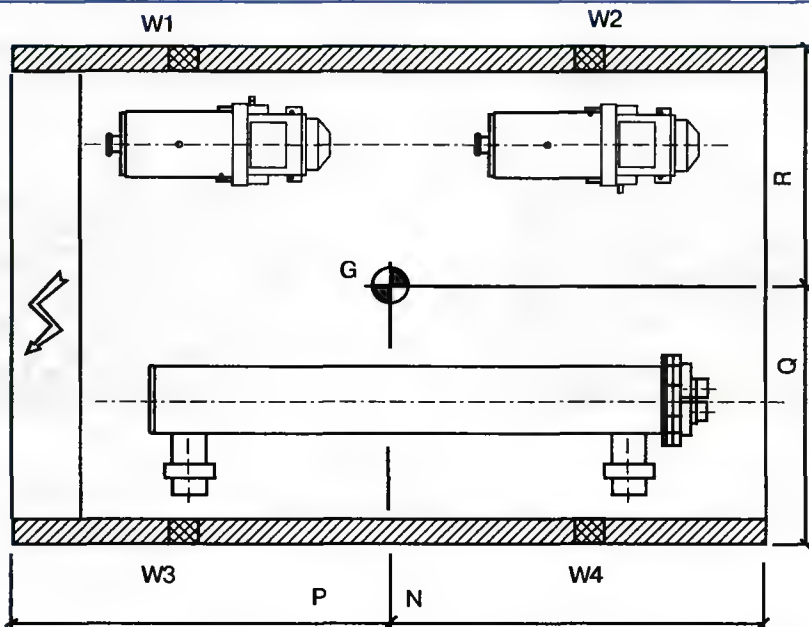


Рис. 10.12. Распределение массы и положение центра тяжести чиллеров WSA

2.90÷2.200 исполнение ST:

G — положение центра тяжести

Таблица 10.1

Конфигурация ST

Типоразмер	N	P	Q	R	E	W1	W2	W3	W4	Всего (кг)
2,90	2057	1893	1050	990	3000	834	714	783	670	3001
2,100	1999	1951	1037	1003	3000	874	834	842	804	3354
2,110	2019	1931	1054	986	3000	966	889	898	826	3579
2,125	2015	1935	1055	985	3000	974	903	903	838	3618
2,140	2017	1933	1057	983	3000	987	912	912	842	3653
2,155	2405	2475	1257	1069	2000	1163	1230	976	1033	4401
2,170	2407	2473	1257	1069	2000	1199	1264	1007	1061	4531
2,200	2451	2429	1240	1086	2000	1328	1304	1151	1130	4913

ва и другие предметы, которые могут забивать теплообменники, недоучет при расположении блока преобладающего направления ветра могут вызывать нарушения в работе и остановку оборудования. При размещении чиллера следует обратить внимание :

- на возможность и удобство ремонта компрессора, очистки трубок испарителя и конденсатора, ремонта и замены вспомогательного оборудования;
- на возможность и удобство демонтажа и замены оборудования.

Для нормальной работы оборудования и удобного доступа к нему при выполнении технического обслуживания требуется соблюдение минимального расстояния от блока до строительных конструкций: потолка, стен помещения, где устанавливают чиллер, обычно указываемое для конкретного типа чиллера в Руководстве по монтажу. На рис.10.13 представлен пример размещения блоков чиллеров WSAT 142-242.

Электрические подключения следует выполнить согласно электрической схеме, прилагаемой к агрегату, в соответствии с проектом, правилами устройства и технической эксплуатации электроустановки (ПУЭ и ПТЭ) и действующими нормами. Следует убедиться в соответствии параметров электрической сети электрическим характеристикам чиллера на фирменной табличке, прикрепленной на щите управления. Сечения силовых кабелей, заземляющего кабеля и кабелей управления должны точно соответствовать проектным данным. В начале линии электропитания следует предусмотреть защитное устройство, соответствующее потребляемой мощности чиллера и максимальному току. Защитное устройство обеспечивает отключение чиллера при превышении тока в электрической сети (короткое замыкание) сверх максимального значения. Может использоваться секционный переключатель или автоматический выключатель. Следует подсое-

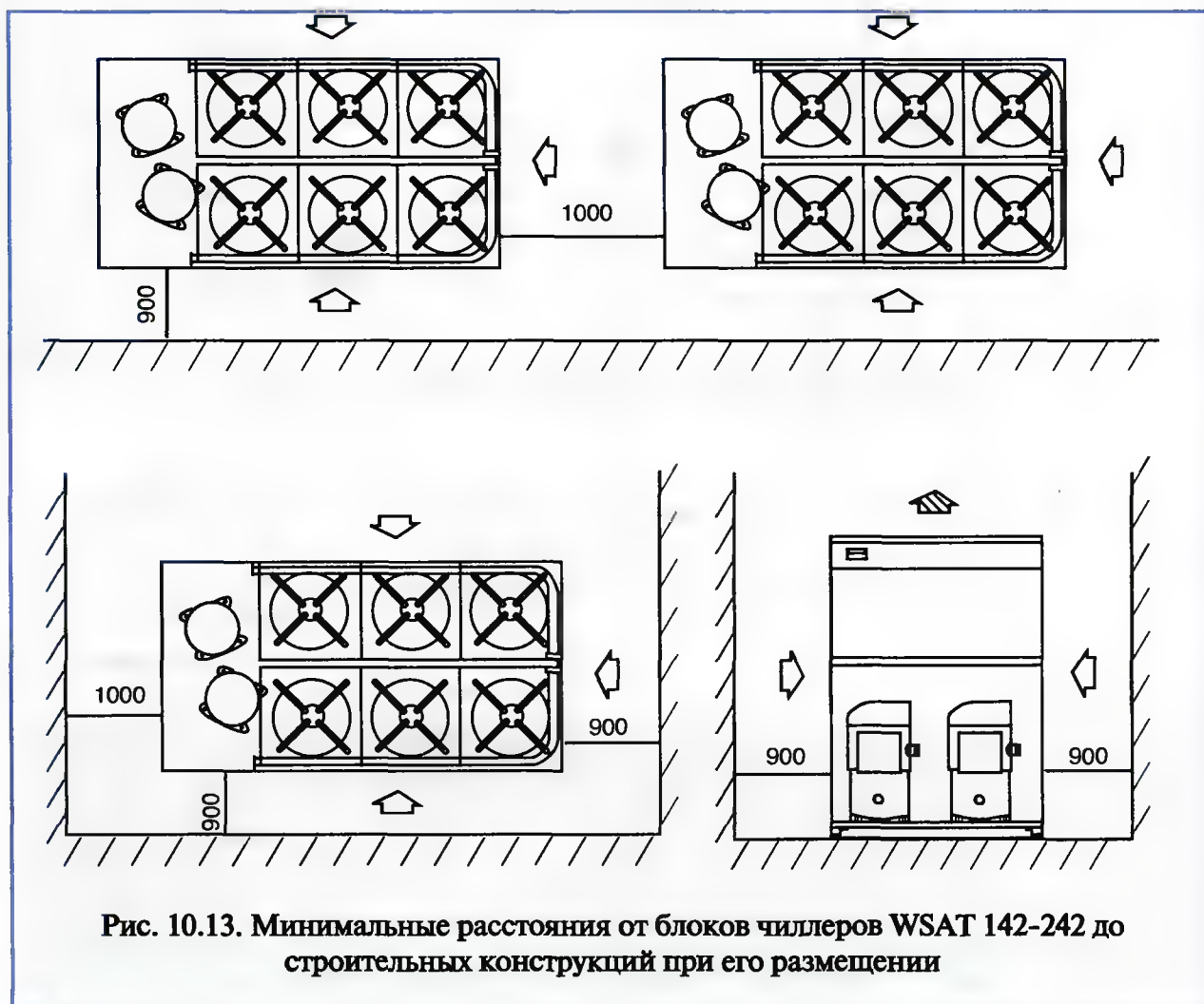


Рис. 10.13. Минимальные расстояния от блоков чиллеров WSAT 142-242 до строительных конструкций при его размещении

динить фазовые провода, нейтральный провод к соответствующим клеммам на блоке и заземляющий провод к клемме заземления на блоке согласно Руководству по монтажу. Первостепенное значение имеет правильное подсоединение по фазе, при неправильном подсоединении чиллер не будет работать. Для подключения внешних устройств служит клеммная коробка. В зависимости от типа чиллера внешними устройствами могут быть:

- дистанционное включение/отключение;
- дистанционный переключатель режима охлаждения/отопление;
- дистанционное включение аварийной сигнализации;
- включение/отключение циркуляционного насоса;
- включение/отключение циркуляционного насоса контура охлаждения конденсатора при водяном охлаждении;
- дифференциальное реле давления или реле расхода;
- реверсирование холодильного контура чиллера с воздушным охлаждением конденсатора;
- реверсирование водяного контура чиллера с водяным охлаждением конденсатора.

При дистанционном управлении следует подсоединить дистанционный модуль управления к главному модулю управления чиллером, устанавливая в нем дополнительную плату, с помощью соединительных кабелей (рис. 10.14). При таком подключении можно управлять чиллером из двух точек: с места его установки и из специального помещения службы эксплуатации здания. Дистанционное управление дает возможность включать или выключать чиллер, осуществлять все операции, предусмотренные модулем управления чиллером, сигнализировать обо всех нарушениях в работе блока, не подходя к месту размещения чиллера. При подсоединении к управляющему компьютеру внутри блока управления должен устанавливаться модуль RS 485, от которого линия идет к преобразователю RS 232, размещаемому вблизи от компьютера (рис. 6.48).

При неправильном соединении фаз возможно повреждение винтового и спирального компрессора. Чиллеры с винтовыми и спиральными компрессорами обязательно должны оснащаться фазовым монитором, с помощью которого контролируется :

- правильность чередования фаз;
- возможная потеря фазы;
- величина напряжения в каждой фазе.

Фазовый монитор помещается на монтажной плате электрического щита. Имеет две сигнальные лампочки: зеленую, которая сигнализирует о наличии фаз; красную, которая

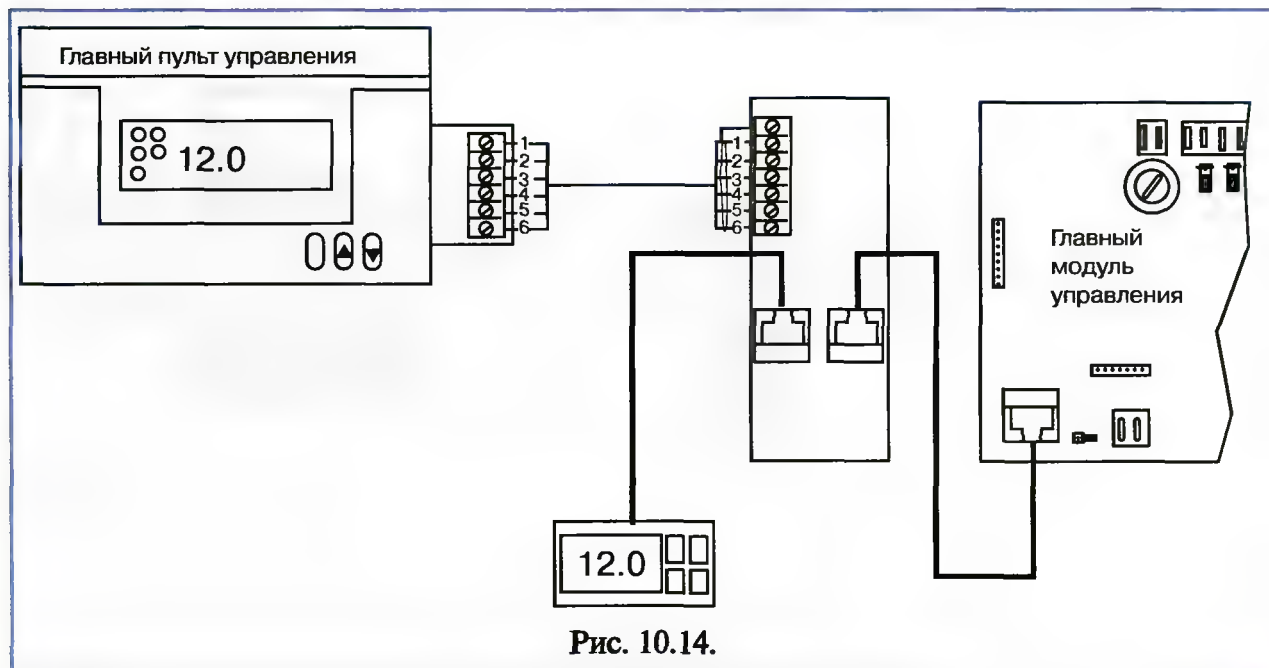


Рис. 10.14.

сигнализирует о правильном энергоснабжении. На возможную неполадку указывает отключение красной лампочки и аварийный сигнал. При аварийном сигнале следует проверить правильность чередования фаз, величину напряжения в каждой фазе, которая должна находиться в диапазоне 360-440 В.

Гидравлические подключения чиллера к насосной станции выполняют гибкими (рис. 10.15). Следует предусматривать гибкие соединения и вставки на трубопроводах по двум осям в перпендикулярных плоскостях, проходы через перекрытия и стены в гильзах, так как трубы нельзя жестко соединять с конструкциями. До и после элементов, требующих обслуживания, необходимо установить запорную арматуру, чтобы была возможность их замены без слива холодоносителя из трубопроводов. Рекомендуется установить термометры и манометры на входе и выходе из теплообменников, что позволит постоянно контролировать параметры при обслуживании блока. Рекомендуется устанавливать стальной сетчатый фильтр на всасывающей линии насоса для защиты насоса и теплообменника от загрязнения. Настоятельно рекомендуется устанавливать реле протока, если оно не поставляется вместе с блоком. Оно должно устанавливаться на прямом участке трубопровода длиной не менее 10 диаметров. В верхних точках системы следует установить воздухоотборники с автоматическим воздухоотводчиком или вентилем для выпуска воздуха. При установке блока на крыше воздухоотборник следует устанавливать снаружи блока близко к теплообменнику-испарителю. В системе должно поддерживаться необходимое давление с помощью расширительного бака. Все трубопроводы холодоносителя следует изолировать для предотвращения конденсации водяных паров на поверхности. Изоляция должна иметь влагонепроницаемое покрытие. Перед началом изоляции трубопроводов следует проверить все соединения на наличие утечек. Необходимо обеспечить доступ к устройствам для выпуска воздуха и спускным кранам. Трубопроводы обвязки чиллера следует монтировать на опорах так, чтобы вес заполненного жидкостью трубопровода не передавался на блок чиллера, и соединения трубопроводов с блоком не испытывали нагрузки.

В чиллерах с выносным конденсатором (ME, MSE) следует выполнить соединения медных трубопроводов парообразной и жидкостной линии хладагента. Размеры трубопровода хладагента (диаметр и длину) для соединения чиллера с выносным конденсатором следует принимать обоснованно. Диаметр трубопроводов определяют в зависимости от типоразмера чиллера, количества выносных конденсаторов по каталогу, где так же



приведены ограничения по длине. Если длина соединительных трубопроводов превышает указанную длину, следует определять диаметры расчетом. Трубопроводы хладагента независимо от размера соединяются пайкой.

Патрубки чиллера и конденсатора заглушены, а внутренний объем холодильного контура заполнен азотом под давлением. Перед соединением чиллера с выносным конденсатором подготовьте соединительные трубопроводы к пайке: внутренний объем трубопроводов осушите путем продувки азотом или сухим воздухом. Далее следует последовательно отпаять заглушки на патрубках чиллера и выносного конденсатора и припаять соединительные трубопроводы к патрубкам аккуратно, чтобы не повредить крепления трубопроводов. Чтобы масло компрессора не поглощало влагу, оставляйте компрессор открытым ограниченное время.

При прокладке соединительных трубопроводов следует использовать компенсаторы сифонного типа.

После соединения открывают клапан на жидкостной линии. Для проверки герметичности соединений холодильного контура проводят испытание на плотность и прочность избыточным давлением азота. Закрывают всасывающий и нагнетательный клапаны компрессора, подключают заправочную станцию с вакуумным насосом (рис.10.16), заранее подготовленные для измерения высокого давления, к штуцеру манометрового вентилля на конденсаторе. Присоединяют баллон с фреоном и доводят давление до 250 кПа (R22). Закрывают вентиль, чтобы отсоединить баллон с фреоном и присоединяют баллон с азотом. Открывают вентиль. Постепенно доводят давление в системе до расчетного давления P_p . Согласно межотраслевым правилам по охране труда при эксплуатации фреоновых холодильных установок ПОТ Р М 015-2000 расчетное давление P_p при испытании на плотность следует принимать равным давлению насыщенных паров хладагента, используемого в холодильной установке, при температуре, указанной в таблице 10.2. Величина пробного давления при испытании на прочность должна быть не менее 1,25 P_p , но не более величины давления, принятой при испытании на прочность производителем и указанной в документации изделия. Под пробным давлением трубопроводы должны находиться не менее 10 минут, после чего давление постепенно снижают до расчетного, при котором проводят предварительный осмотр. Используя индикаторную лампу или электронный детектор утечек, последовательно проверяют трубопроводы, особо обращая внимание на места пайки, разъемные соединения и сальники запорной и регулирующей арматуры. При отсутствии необходимого оборудования контроль утечек можно проводить с помощью смеси мыльной пены с глицерином, внимательно осматривая все вышеупомянутые места, пользуясь зеркалом в местах, труднодоступных для наблюдения. Неплотности устраняют только после сброса давления.

Таблица 10.2

Область испытаний	Температура окружающего воздуха по СНиП 23-01(абсолютно максимальная температура гр. 6 в табл 2) °C	
	≤ 32 °C	≤ 43 °C
1. Сторона низкого давления установок и сторона промежуточного давления двухступенчатых установок	32	43
2. Сторона высокого давления для установок с водоохлаждаемыми и испарительными конденсаторами	43	43
3. Сторона высокого давления для установок с конденсаторами воздушного охлаждения	55	63

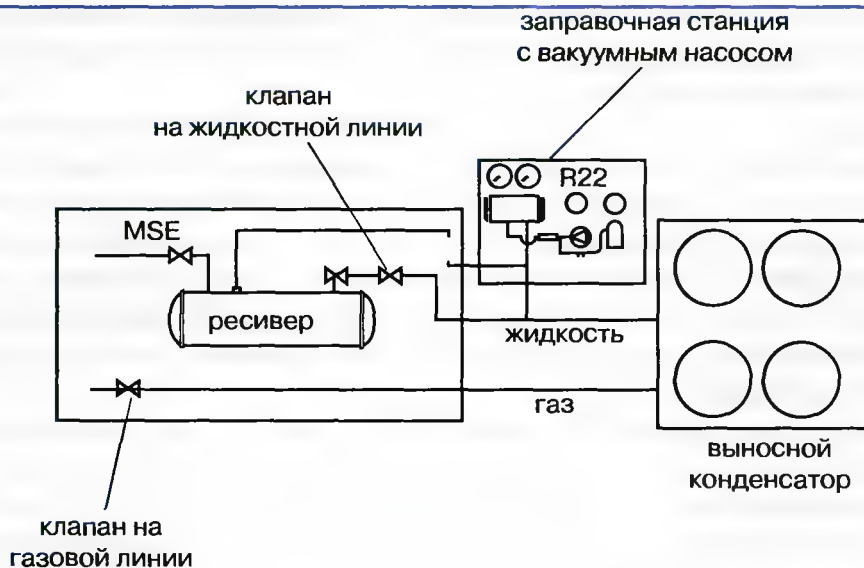


Рис. 10.16. Схема проверки герметичности соединений холодильного контура

Испытания на плотность всей системы проводят отдельно по сторонам высокого и низкого давления, продолжительность испытания — не менее 12 часов, при этом изменение давления, кроме вызванного колебаниями температуры окружающей среды, не допускается. Результаты испытания признаются удовлетворительными, если во время испытаний не произошло разрывов, видимых деформаций, падения давления по показаниям манометров. Неплотности устраняют только после сброса давления.

Перед пуском в эксплуатацию после испытаний проводят вакуумирование холодильного контура с использованием вакуумного насоса заправочной станции в течение 18 часов. В течение этого времени фиксируется давление через каждый час, допускается повышение давления до 50% в первые 6 часов, в остальное время давление должно оставаться постоянным. После заполнения холодильного контура хладагентом окончательно проверяют плотность всех соединений.

Рекомендации по прокладке фреоновых проводов (рис. 10.17):

- если чиллер расположен ниже конденсатора, то необходимо предусмотреть одну или две маслonaполненные петли необходимой высоты через 5–6 м, при этом трубопровод с парообразным фреоном (нагнетательная линия) следует прокладывать с уклоном от компрессора, чтобы предотвратить возврат жидкости (масла или хладагента) в компрессор при его остановке;
- трубопроводы должны быть изолированы, чтобы избежать ожогов при касании;
- при поворотах трубопровода следует использовать большие радиусы закругления;
- обратите особое внимание на недопустимость сдавливания трубопроводов;
- трубопровод с жидким хладагентом изолируется при воздействии на него солнца или высокотемпературных источников, в противном случае он может оставаться открытым;
- недопустимо использовать завышенные диаметры, которые приведут к нарушению циркуляции масла в системе.

При монтаже чиллера в помещении необходимо правильно организовать отведение хладагента от предохранительных клапанов холодильного контура за пределы здания. Выброс хладагента должен находиться на высоте минимум 4,5 м от уровня установки чиллера и не ближе 6 м от воздухозаборного отверстия или окон. Диаметр сбросного трубопровода подбирается так, чтобы потери давления в трубопроводах не превышали 10% от давления настройки клапана (при полном расходе хладагента). Схема монтажа сбросного трубопровода представлена на рис 10.18.

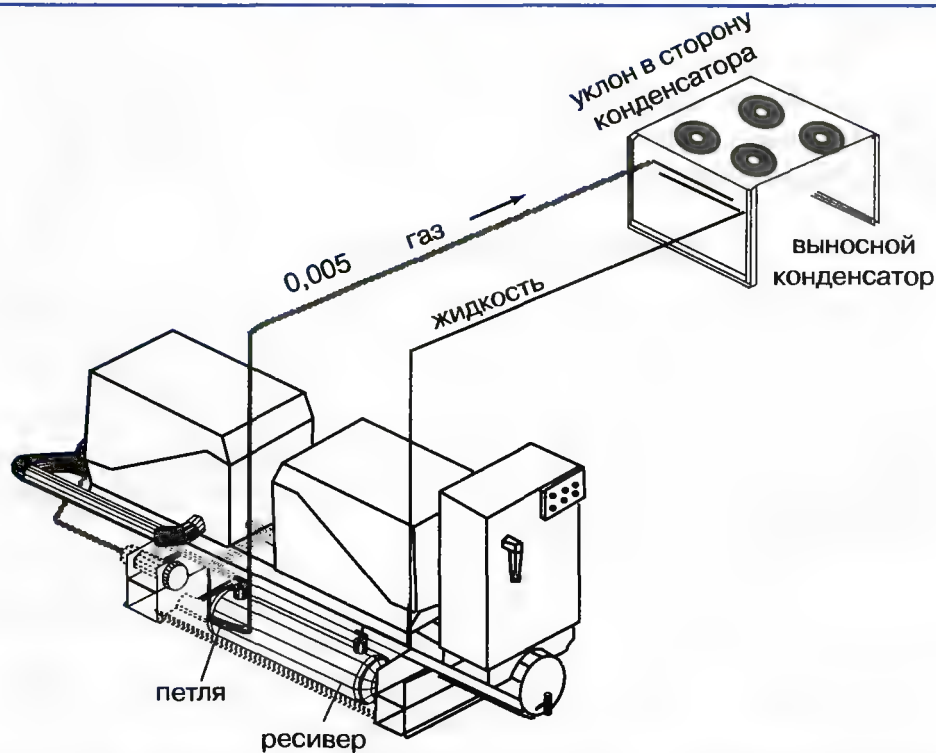


Рис. 10.17. Прокладка фреоновых труб чиллера с выносным конденсатором

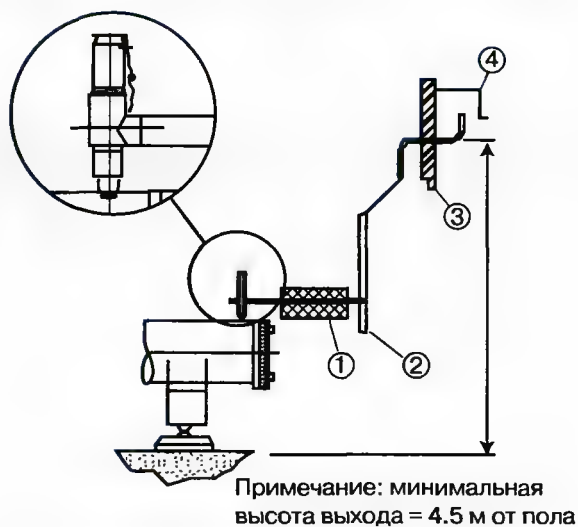


Рис. 10.18. Схема прокладки сбросного трубопровода от предохранительного клапана холодильного контура чиллера:

1 — гибкое соединение, 2 — дренаж конденсата; 3 — стена;
4 — козырек для защиты от осадков

Следует установить козырек для защиты от осадков и предусмотреть дренаж образовавшегося конденсата из нижней точки. Сбросной трубопровод должен иметь гибкую вставку. При установке нескольких блоков может использоваться общий сбросной трубопровод, площадь сечения которого должна быть равна сумме площадей выходных отверстий предохранительных клапанов.

Монтаж насосной станции

Насосные станции — готовые к монтажу блоки, могут устанавливаться на открытом воздухе или внутри помещения. При монтаже блока необходимо убедиться в способности опорной площадки выдержать вес блока. Если такая площадка отсутствует, следует предварительно соорудить фундамент. В руководстве по монтажу, эксплуатации и техническому обслуживанию насосной станции приведена схема распределения массы блока с таблицей нагрузок на опоры, а также положение центра тяжести блока, общий вес в зависимости от типа насоса и количества полюсов.

Пример для насосной станции GPM на рис.10.19. и в таблице 10.3.

Между фундаментом и опорами следует проложить слой резины для виброизоляции. Блок закрепляется на фундаменте с помощью анкерных болтов.

При установке блока следует обеспечить минимальное расстояние от блока до строительных конструкций: потолка, стен помещения, где устанавливают насосную станцию. Минимальные расстояния от блока до конструкций приведены в каталоге для соответствующего типа насосной станции. Например, для станции GPM план и разрез установки насосной станции на рис.10.20.

После установки блока насосной станции на опорной площадке или фундаменте выполняют соединения по воде и электрические соединения.

Перед электрическим соединением следует убедиться в соответствии параметров сети электропитания характеристикам на фирменной табличке, прикрепленной на электрической панели. Насосная станция подключается к электрической сети путем соединения клемм главного сетевого автоматического выключателя с проводами трехфазной сети и нейтральной линией. Необходимо проверить соответствие напряжения, частоты тока и допустимой мощности требованиям нормальной работы оборудования.

Соединительные кабели выбирают так, чтобы их сечение соответствовало проектным данным в зависимости от установочной мощности оборудования и длины кабеля. Блок необходимо тщательно заземлить.

На щите управления насосной станции в помещении должен устанавливаться автоматический выключатель, имеющий достаточную отключающую способность и отвечающий требованиям действующих нормативов.

Необходимо выполнить электрическое подключение к чиллеру. На электрической панели имеется ряд пронумерованных клемм, которые следует соединить с соответствующими клеммами электрической панели чиллера согласно схемы, которая приводится в Инструкции по техническому обслуживанию.

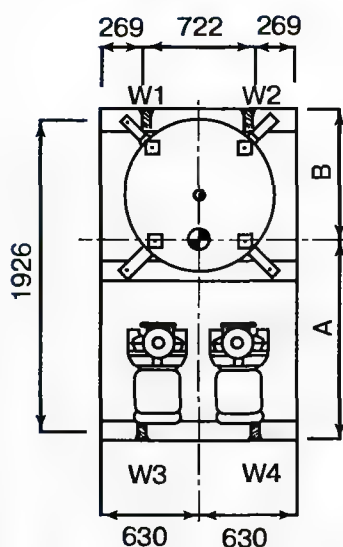


Рис. 10.19.

Распределение нагрузки насосной станции GPM с двумя насосами и баком аккумулятора на 1200 л.

Таблица 10.3

GPM		Вес, кг		Распределение нагрузки, кг				Центр тяжести	
Тип наоса		Ship.	Oper.	W1	W2	W3	W4	A	B
2 полюса	60	552	1902	621	621	330	330	1315	725
	61	556	1906	621	621	332	332	1312	728
	62	565	1915	622	622	336	336	1308	732
	63	574	1924	623	623	339	339	1304	736
	68	570	1926	623	623	340	340	1304	736
	69	572	1922	622	622	339	339	1304	736
	70	582	1932	623	623	343	343	1300	740
	71	610	1960	626	626	354	354	1287	753
	78	625	1976	630	630	358	358	1280	760
	79	628	1978	628	628	361	361	1280	760
	80	674	2024	632	632	380	380	1260	780
4 полюса	81	675	2024	632	632	380	380	1260	780
	83	579	1929	623	623	341	341	1300	740
	85	595	1945	625	625	348	348	1295	745
	87	614	1964	626	626	356	356	1285	755
	90	604	1954	625	625	352	352	1289	751
	91	602	1954	625	625	352	352	1289	751
	92	633	1983	628	628	363	363	1277	763
	93	698	2048	634	634	390	390	1250	790
	94	710	2060	635	635	395	395	1245	795
	98	710	2068	634	634	397	397	1245	795
	99	720	2070	636	636	399	399	1240	800

Примечание: нагрузки соответствуют насосной станции с двумя насосами и баком-аккумулятором на 1200 л.

УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ

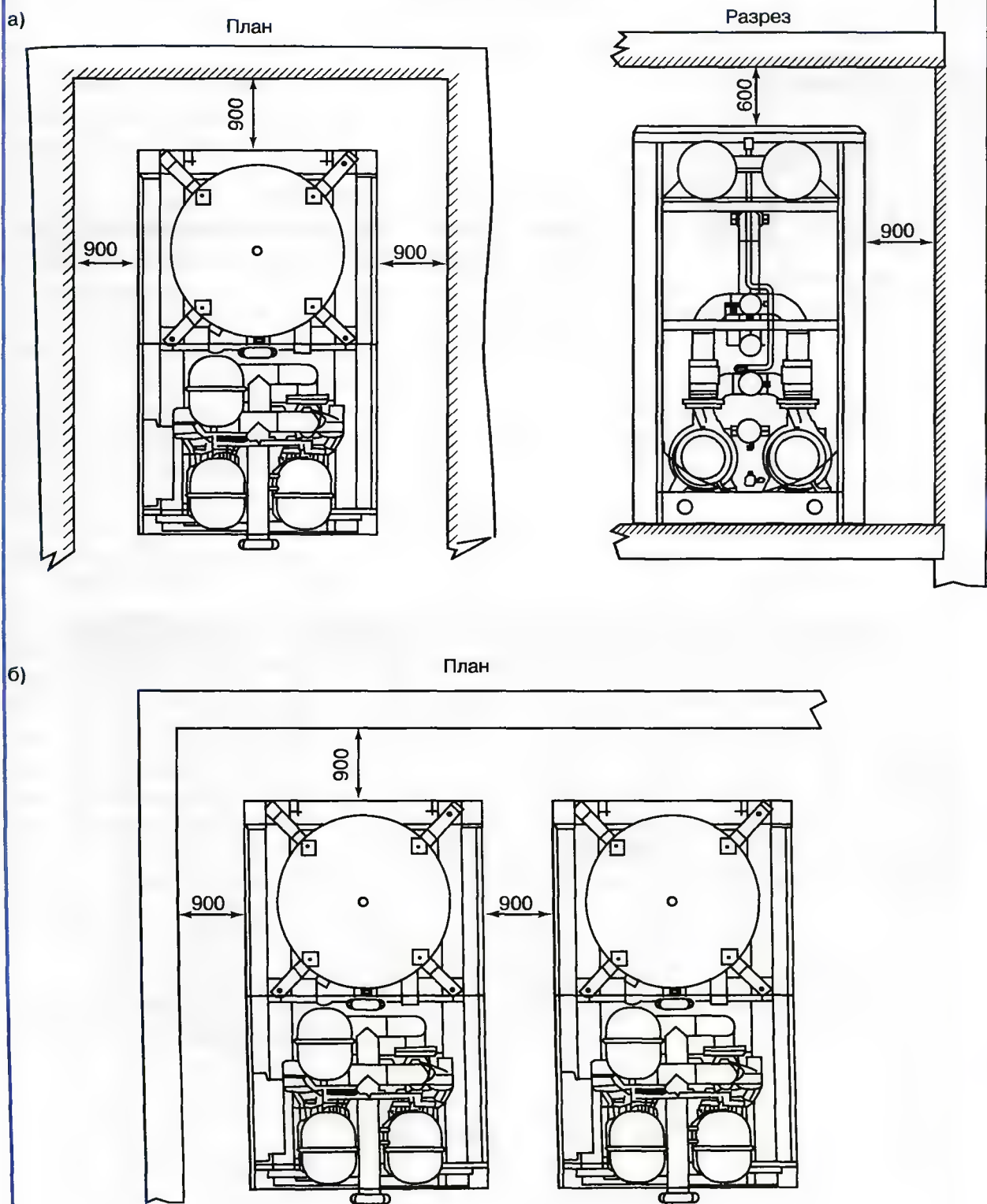


Рис. 10.20. План и разрез с установкой
а) одной насосной станции; б) двух насосных станций

Пуск, испытание и наладка системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами

Целью работ по испытанию и наладке системы кондиционирования воздуха является достижение и стабильное поддержание требуемых параметров воздуха в кондиционируемом помещении при наиболее экономичном режиме работы всех элементов системы.

Целью предпусковых испытаний и наладки является установление соответствия параметров работы системы кондиционирования воздуха проектным и нормативным показателям. Пуск, испытание и наладка системы — важные операции, гарантирующие, что смонтированная система проверена, приведена в рабочее состояние, настроена и отрегулирована и может эксплуатироваться длительный срок.

Для проведения этих операций необходимо иметь всю необходимую проектную документацию: схемы воздухопроводов и трубопроводов с описанием предполагаемых режимов работы и четким указанием расходов, температур, давлений в соответствующих точках, настройки балансировочной арматуры, чертежи электросиловой проводки, сигнальных линий, а также руководства по монтажу, испытанию и настройке оборудования, примененного в проекте.

В проекте должны быть предусмотрены все устройства для выполнения испытания, наладки и обслуживания: лючки для замеров на воздухопроводах, регулирующие устройства на воздухопроводах и трубопроводах, устройства для отбора давления и определения расхода в трубопроводах, манометры и термометры.

Испытанию и наладке подлежат:

- чиллеры;
- насосные станции;
- фэнкойлы;
- система тепло-холодоснабжения фэнкойлов;
- основное оборудование центральных кондиционеров;
- сеть воздухопроводов с воздухораспределительными и воздухоприемными устройствами.

Перед началом пусконаладочных работ следует ознакомиться с проектом, включающим разделы тепло-холодоснабжения и автоматизации, обследовать кондиционируемые помещения, ознакомиться с технологией производства, осмотреть смонтированное оборудование, проверить соответствие проектным решениям и выявить отклонения, при наличии скрытой прокладки воздухопроводов и трубопроводов ознакомиться с актом на скрытые работы, выявить и устранить неплотности соединения, проверить наличие и соответствие толщины тепловой изоляции воздухопроводов, трубопроводов и другого оборудования, подготовить измерительные приборы.

В процессе обследования системы проверяют техническое состояние всего смонтированного оборудования, размещение и исправность регулирующих устройств, установку и размещение смонтированных контрольно-измерительных приборов. В результате этой работы составляют ведомости дефектов.

При предпусковых испытаниях должны быть произведены:

- проверка соответствия параметров установленного оборудования, элементов системы тепло-холодоснабжения, элементов вентиляционной сети проектным данным, а также соответствие качества монтажа требованиям нормативных документов и инструкциям по монтажу оборудования;
- выявление неплотностей в воздухопроводах и других элементах системы;
- проверка соответствия проектным данным объемных расходов воздуха, поступающего и удаляемого из помещений через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства;

- проверка соответствия проектным данным объемных расходов воздуха на участках вентиляционной сети;
- проверка герметичности соединения трубопроводов системы тепло-холодоснабжения;
- проверка соответствия проектным данным расходов тепло-холодоносителя на участках гидравлической сети;
- проверка нагревания и охлаждения воздуха в фэнкойлах.

Если установленное оборудование и все элементы системы соответствуют проекту, проводят испытание и наладку оборудования и всей системы в целом в следующей последовательности:

1. Наладка всех функциональных блоков центрального кондиционера для вывода его на проектные параметры по температуре приточного воздуха и расходу воздуха.
2. Аэродинамическая регулировка системы на проектные расходы воздуха по ответвлениям так, чтобы в каждое помещение поступало количество воздуха, соответствующее проекту.
3. Испытание и наладка источника теплоты (котла) и холода (чиллера), насосной станции, насосов. Эти работы можно проводить параллельно наладке центрального кондиционера.
4. Наладка системы тепло-холодоснабжения фэнкойлов, воздухоохладителей и воздухонагревателей центрального кондиционера.
5. Испытание и настройка устройств регулирования тепло-холодопроизводительности теплообменников фэнкойлов.
6. Измерение и проверка соответствия параметров микроклимата в помещениях нормативным требованиям в текущем режиме работы всех элементов системы кондиционирования воздуха.

По результатам предпусковых испытаний на каждую установку составляют акт и паспорт. После анализа результатов каждого испытания при необходимости намечают мероприятия по обеспечению работы системы кондиционирования воздуха в проектном режиме и проводят наладку.

Неплотности в воздуховодах и других элементах вентиляционной сети определяют по величине подсоса или утечки воздуха в зависимости от класса воздуховода: а) П (плотные) — для транзитных участков систем общеобменной вентиляции и воздушного отопления при статическом давлении у вентилятора более 1400 Па и независимо от давления для транзитных участков систем местных отсосов и кондиционирования, а также систем, обслуживающих помещения категорий А и Б; б) Н (нормальные) — в остальных случаях.

Потери и подсосы воздуха через неплотности воздуховодов не должны превышать величин, указанных в табл. 10.4.

Отклонения от проектных значений допускаются:

- $\pm 10\%$ — по расходу воздуха, проходящего через магистральные участки воздуховодов;
- $\pm 10\%$ — по расходу воздуха, проходящего через воздухораспределители или воздухоприемные устройства.

Необходимое распределение воздуха по участкам и отверстиям регулируется с помощью дросселирующих устройств (дроссель-клапанов, воздушных регулирующих клапанов, регулируемых воздухораспределителей, шиберов) на соответствующих участках. Применяют несколько способов наладки вентиляционной сети:

- способ последовательного уравнивания отношения фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик участков сети;
- способ последовательного уравнивания отношения фактических и требуемых расходов воздуха;

Таблица 10.4

Класс воздухо-вода	Потери или подсосы воздуха в воздуховодах, м³/ч на 1 м² развернутой его площади, при избыточном статическом давлении воздуха (положительном или отрицательном) в воздуховоде у вентилятора, кПа															
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Н	3,6	5,8	7,6	9,2	10,7	12,1	13,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-
П	1,2	1,9	2,5	3,0	3,5	4,0	4,4	4,9	5,3	5,7	6,6	7,5	8,2	9,1	9,9	10,6

Примечания:

1. Потери или подсосы воздуха в воздуховодах p допускается определять, % полезного расхода воздуха в системе, по формуле

$$p = K l \frac{D_m p^{0,67}}{D_v^2 v} . \tag{4}$$

где K — коэффициент, принимаемый для воздуховодов класса П, равным 0,004, класса Н — 0,012; l — суммарная длина транзитных воздуховодов, а для местных отсосов, включая участки, в обслуживаемом помещении, м;

D_v — диаметр воздуховода в месте присоединения к вентилятору, м;

D_m , — средний диаметр воздуховода учитываемой части l , м. Для прямоугольных воздуховодов следует принимать D_v или $D_m = 0.32S$.

где S —периметр воздуховода, м;

p, v — соответственно, избыточное статическое давление, Па, и скорость воздуха в воздуховоде, м/с, в месте его присоединения к вентилятору.

2. Для воздуховодов прямоугольного сечения следует вводить коэффициент 1,1 на полученные величины потерь или подсосов воздуха.

- способ постепенного приближения к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха;
- способ последовательной установки пропорционального отношения расходов на параллельных участках при движении от удаленного участка к вентилятору (безотносительно к абсолютным значениям расходов), проектные значения расходов достигаются с помощью главного регулирующего клапана, установленного вблизи вентилятора.

Пуск, испытание и настройка чиллера

Перед пуском чиллера следует проверить электрические и гидравлические соединения.

Проверка электрических соединений и срабатывания электроустройств:

1. Напряжение и частота питания в электрической сети. Предельные значения напряжения 220-240 В (6%), 380-415(6%).
2. Крепление проводов с помощью винтов к элементам на электрощите. Процедура должна выполняться периодически при отсутствии напряжения.
3. Защитные устройства (автоматические выключатели).
4. Уставка температуры жидкости на входе в испаритель для режима охлаждения и отопления (уставка производителя 12°C и 40°C).
5. Уставка минимальной температуры жидкости для защиты от замерзания (3°C).

В поршневых компрессорах используются нагреватели картера, в винтовых и спиральных (как опция для определенных типоразмеров) компрессорах используются нагреватели для подогрева масла. После подачи электропитания автоматически включатся нагреватели, а компрессор разрешается запустить только тогда, когда температура масла достигнет требуемого значения (по крайней мере на 10°C выше температуры наружного воздуха). При первом запуске или после длительного бездействия обогреватели включаются за 8 часов до пуска компрессора.

Проверка водяного контура:

1. Убедитесь, что гидравлическая система, включая трубопроводы и теплообменник, полностью заполнена жидкостью и в системе обеспечено требуемое гидростатическое давление (минимальное давление см. раздел VIII).
2. При использовании водного раствора этиленгликоля убедитесь, что процентное содержание этиленгликоля соответствует условиям эксплуатации. На практике проверяют плотность водного раствора, например, при температуре 20°C плотность раствора этиленгликоля должна составлять $1,045 \pm 1,05 \text{ г/см}^3$.
3. Проверьте отсутствие воздуха в контуре и при необходимости удалите воздух.
4. Убедитесь, что запорные краны находятся в открытом положении.
5. Проверьте работоспособность циркуляционного насоса и значение расхода, которое должно попадать в рабочий диапазон дифференциального реле давления гидравлического контура или соответствовать настройке реле протока.
6. Проверьте температуру жидкости на выходе из испарителя, она должна быть ниже или равна максимально допустимой величине, указанной в таблице «Диапазон рабочих параметров» Руководства по монтажу.

Перед запуском компрессора следует проверить уровень масла, он должен соответствовать 1/2 части смотрового глазка.

После проведения всех проверок можно приступить к пуску чиллера. Следует нажать кнопку для активизации блока, мигание лампочки говорит о наличии команды на запуск компрессора.

Пробный пуск чиллера необходим, чтобы определить общее состояние блока после транспортировки, проверить правильность монтажа на фундаменте, проверить вибрацию трубопроводов и возможность ее устранения, затяжку фундаментных болтов, направление вращения электродвигателя компрессора и вентиляторов конденсатора.

Спиральный компрессор может вращаться только в одном направлении. Для проверки направления вращения спиралей компрессора необходимо замерить давление на стороне нагнетания и всасывания, если направление вращения правильное, эти величины будут существенно отличаться.

Если направление вращения противоположное, будет повышенный уровень шума и низкое давление нагнетания, в этом случае следует немедленно отключить компрессор.

При пуске чиллера с винтовым компрессором следует выполнить следующие операции:

- проверьте опломбирован ли нагнетательный вентиль (наличие защитного колпачка) винтового компрессора, пломба свидетельствует о том, что он открыт;
- откройте запорные краны до и после фильтров осушителей на жидкостной линии (при перевозке чиллера заправленный хладагент находится в конденсаторе);
- проверьте значения допустимых параметров согласно разделу «Управление» Руководства по монтажу;
- отожмите кнопку аварийной блокировки, чтобы разблокировать чиллер;
- включите первый компрессор путем поворота ручки переключателя;
- нажмите кнопку сигнализации для ее срабатывания;
- включите модуль управления, нажав кнопку ВКЛ/ВЫКЛ;
- через определенный промежуток времени начнет работать первый компрессор;
- проверьте давление испарения и конденсации;
- сверьте мощность, потребляемую компрессором, с табличными значениями;
- сверьте мощность, потребляемую вентиляторами с табличными значениями;
- проверьте направление вращения вентиляторов конденсатора, требуемый расход воздуха может быть обеспечен только, если направление вращения совпадает с указанным; проверьте и при необходимости измените подключение полюсов на электрической панели;

- в чиллерах с водяным охлаждением конденсатора с реверсированием контура тепло-холодоносителя перед запуском компрессора следует выбрать режим работы: охлаждение или отопление и дождаться, пока электромагнитные клапаны не займут соответствующее положение.

В чиллерах с полугерметичными поршневыми компрессорами операции аналогичны, только перед пуском следует полностью открыть нагнетательные вентили компрессора, после запуска компрессора медленно приоткрывают всасывающие вентили до тех пор, пока давление испарения сравняется с давлением в картере, после этого полностью открывают всасывающие вентили.

Если проверка работы первого компрессора завершилась успешно, включите второй компрессор, подождите пока он запустится и повторите все операции как и для первого компрессора.

Электрическая система.

1. Следует проверить фазовую несимметрию, она должна быть не более 3%. Пример расчета:

$$L1-L2=388 \text{ В}$$

$$L2-L3=379 \text{ В}$$

$$L3-L1=377 \text{ В}$$

Среднее значение замеренных величин:

$$\frac{388 + 379 + 377}{3} = 381 \text{ В}$$

Максимальное отклонение от среднего значения:

$$388 - 381 = 7 \text{ В}$$

Несимметрия равна:

$$\frac{7 \cdot 100}{381} = 1,83\%.$$

Несимметрия не превышает 3%.

Измеряется потребляемая мощность и номинальный ток при работе компрессора, которые не должны превышать значений, указанных в таблице.

Гидравлический контур.

1. Контроль расхода жидкости, используемый в качестве тепло-холодоносителя.

Для определения расхода жидкости измеряют температуру жидкости на входе и выходе из испарителя, температуру воздуха на входе в конденсатор.

По таблице «Холодопроизводительность» или «Теплопроизводительность» каталога определяют для соответствующего типоразмера чиллера холодопроизводительность в зависимости от температуры жидкости на выходе из испарителя и температуры воздуха на входе в конденсатор.

Расход жидкости (тепло-холодоносителя) определяют по формуле:

$$G_u = \frac{3,6Q_x}{c_x(t_{жк} - t_{жн})}, \quad (1)$$

где c_x — удельная теплоемкость жидкости, используемой в качестве тепло-холодоносителя, кДж/кг·К, для воды $c_g = 4,187$ кДж/кг·К

$t_{жн}$, $t_{жк}$ — температура жидкости начальная и конечная, °С.

2. Контроль перепада давления в испарителе.

Замерьте давление на входе и выходе из испарителя с помощью манометров, определите перепад давления и сравните его со значением, полученным по графику «Потери давления в испарителе» каталога при соответствующем значении расхода жидкости.

3. Проверка состояния водяного фильтра.

Водяной фильтр по мере загрязнения создает дополнительное сопротивление в гидравлической сети и расход жидкости уменьшается.

4. Уставка дифференциального реле давления гидравлического контура.

5. Прикройте шаровой кран на выходе жидкости из теплообменника до тех пор, пока не сработает дифференциальное реле давления и не отключится компрессор.

6. Замерьте перепад давления жидкости в испарителе, при котором реле сработало и отключился компрессор, значение давления должно быть близко к 13 кПа (для винтовых компрессоров 11 кПа).

7. Приоткрывайте шаровой кран на выходе жидкости из теплообменника до тех пор пока не сработает дифференциальное реле давления, и компрессор включится.

8. Продолжайте открывать шаровой кран до тех пор, пока компрессор не отключится.

9. Замерьте перепад давления, при котором отключился компрессор, значение давления должно быть близко к 3 кПа.

Указанные давления справедливы для чистой воды, при использовании водных растворов значения давления будут другими.

При установке вместо дифференциального реле давления реле протока следует его откалибровать на необходимый расход жидкости. Прикройте шаровой кран на выходе жидкости из теплообменника до отключения компрессора. Убедитесь, что компрессор отключился при прекращении подачи воды. Откройте шаровой кран.

3. Холодильный контур.

Холодильный контур чиллера обычно не требует проверки, так как все операции по калибровке выполняются производителем. Иногда при повреждении контура при транспортировке или монтаже и его восстановлении необходимо выполнить следующие проверки:

1. Проверьте возможные утечки в местах установки штуцеров для измерения давления. Утечки в соединениях устраняются прежде всего подтяжкой гаек.

2. Проверьте уровень масла в каждом компрессоре (особенно для винтовых) после непродолжительной работы и наличие пузырьков воздуха в смотровом стекле.

3. Откалибруйте реле высокого давления, для чего присоедините манометр с соответствующей шкалой высоких давлений к соответствующему штуцеру на нагнетательной стороне компрессора у реле высокого давления. В режиме охлаждения, используя кусок картона, уменьшите расход воздуха через конденсатор, чтобы вызвать срабатывание реле высокого давления и отключение компрессора. В режиме нагрева прикройте шаровой кран на выходе жидкости из теплообменника, пока не сработает реле высокого давления и произойдет отключение компрессора. Отметьте давление, при котором произошло отключение, оно должно попасть в диапазон 2400÷2600 кПа (R22).

В чиллерах с водяным охлаждением конденсатора следует прикрывать шаровой кран на выходе из воды кожухотрубного конденсатора, пока не сработает реле высокого давления и не отключится компрессор.

4. Давление испарения и давление конденсации.

Измерьте с помощью манометров давление и температуру хладагента на стороне нагнетания и всасывания компрессора. При использовании манометров без температурной шкалы определите с помощью таблиц или lgP-i диаграммы температуру испарения, которая на 5-6°C должна быть ниже температуры жидкости на выходе из теплообменника-испарителя в режиме охлаждения.

Определите температуру конденсации, соответствующую давлению на стороне нагнетания, которая должна быть на 15-20°C выше температуры воздуха на входе в конден-

сатор в режиме охлаждения, на 4-6°C выше температуры жидкости, охлаждающей конденсатор для чиллеров с водяным охлаждением конденсатора.

В режиме теплового насоса определите температуру испарения, которая должна быть на 4-6°C ниже температуры воздуха на входе в испаритель. Определите температуру конденсации, которая должна быть на 5-6 °C выше температуры жидкости на выходе из конденсатора.

5. Проверьте перегрев, вычислив разность температуры всасывания, определяемую с помощью контактного термометра на линии всасывания перед компрессором, и температурой испарения, которая соответствует давлению испарения, измеряемому манометром низкого давления на выходе из испарителя. Если разность находится в пределах 4-8°C, то блок функционирует нормально. Если разность значительно отличается от указанного значения, то следует найти причину с помощью главы Руководства по монтажу «Неисправности».

6. Проверьте переохлаждение, вычислив разность температуры конденсации, которая соответствует давлению конденсации, измеряемому манометром высокого давления после компрессора, и температуры жидкости после конденсатора, определяемый с помощью контактного термометра. Если разность находится в пределах 3-5°C, то блок функционирует нормально. Если разность значительно отличается от указанного значения, то следует найти причину с помощью главы Руководства по монтажу «Неисправности».

7. Проверьте температуру перегретых паров после сжатия в компрессоре. Если значения перегрева и переохлаждения в норме, то значение этой температуры должно быть на 30-40 °C (для винтовых компрессоров 20-25°C) выше температуры конденсации. Если в чиллерах с винтовыми компрессорами эта температура выше 80-90°C, то следует проверить:

- как происходит промежуточное всасывание жидкого хладагента в компрессор;
- активны ли электромагнитные клапаны;
- степень загрязнения фильтра-осушителя, при значительном загрязнении, что может быть причиной непомерного повышения температуры перегрева, следует заменить сердечник фильтра.

Диаграмму lgP-i применяют для анализа аномалий в работе чиллера при его эксплуатации. Для этого необходимо замерить температуру или давление в соответствующих точках: температуру на всасывании в компрессор в месте установки термобаллона TRV, давление после компрессора, температуру жидкостной магистрали на выходе из конденсатора, давление после терморегулирующего вентиля. Температуру конденсации и испарения определяют по показаниям соответствующих манометров. На lgP-i диаграмме можно построить реальные процессы и определить удельные показатели (рис.10.21):

удельную фактическую холодопроизводительность кДж/кг

$$q_x = i_1 - i_4 \quad (2)$$

удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг

$$q_k = i_2 - i_3 \quad (3)$$

удельную работу сжатия в компрессоре

$$l = i_2 - i_1 \quad (4)$$

Измерение величины переохлаждения в конденсаторе идеально для диагностики процесса функционирования холодильной машины. Повышенное переохлаждение (свыше 7°C) указывает на избыток хладагента в конденсаторе, соответственно недостаток хладагента приводит к уменьшению переохлаждения.

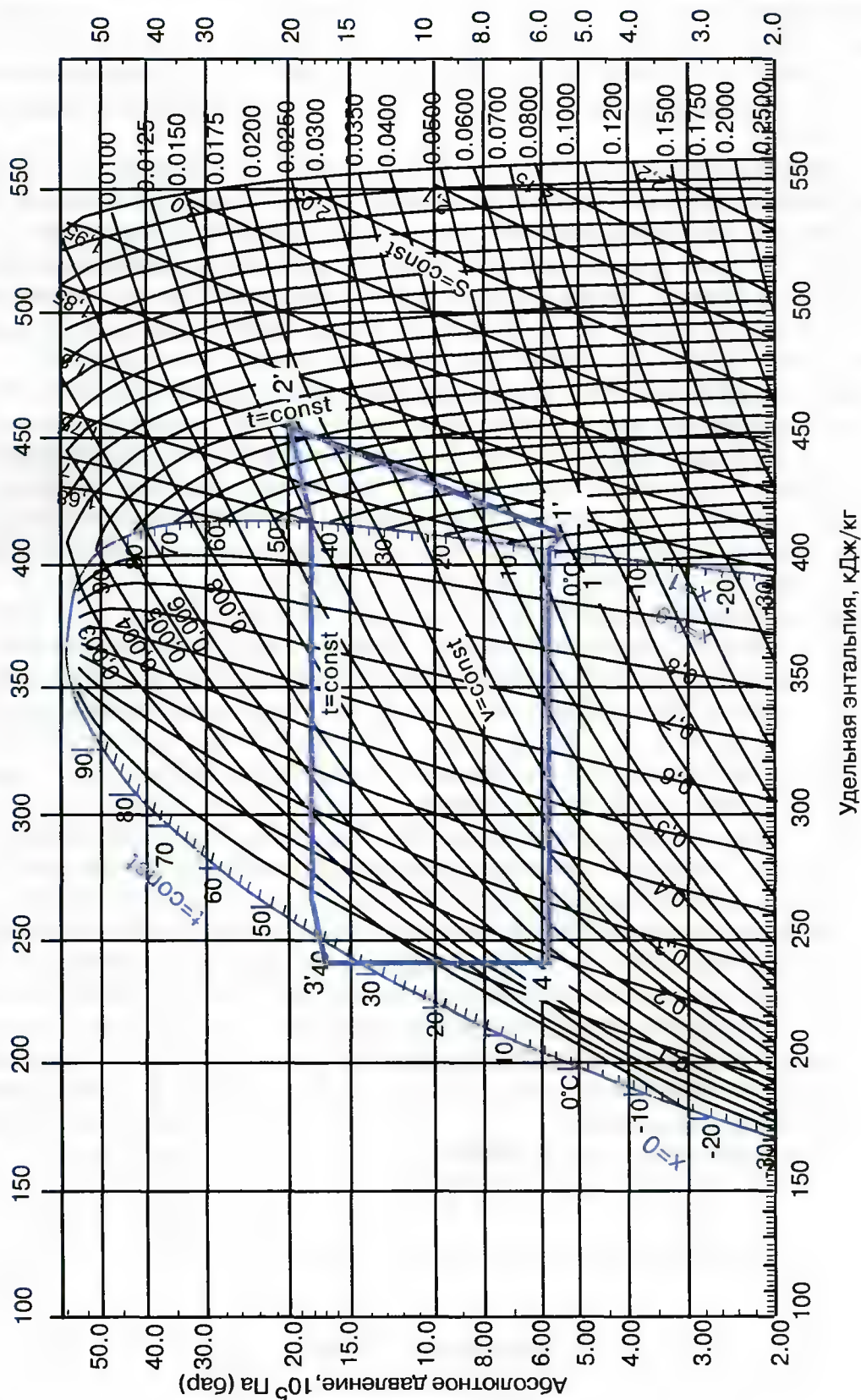


Рис. 10.21. Реальный процесс на lg P-i диаграмме состояния рабочего вещества

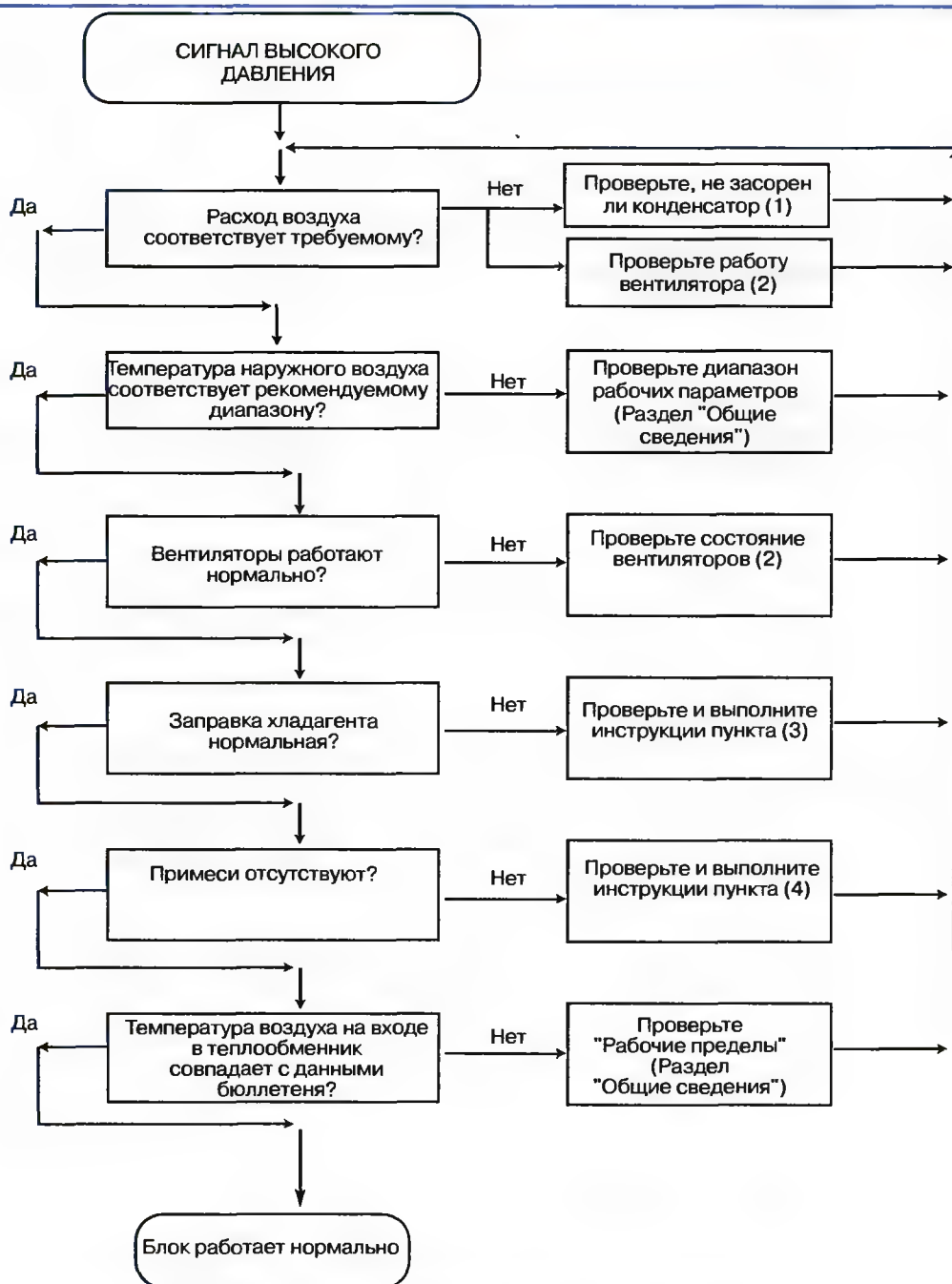


Рис. 10.22 а. Схема анализа причин неисправностей и рекомендации по их устранению для чиллеров WSAT 82-242 со спиральными компрессорами

а) Остановка по сигналу высокого давления:

- 1) Конденсатор должен быть чистым, на пути движения воздуха не должно быть никаких препятствий. Прочистить конденсатор, следуя инструкции в разделе «Плановое техническое обслуживание».
- 2) При разбалансировке или неисправности вентилятора конденсатора необходима его замена. Перед заменой отсоединить блок от электрической сети и проверить правильность соединений в кабельной коробке.
- 3) Проверьте величину перегрева и переохлаждения. Если величины выходят за допустимые пределы, то следует выяснить причину (например, при повышенном переохлаждении — переизбыток хладагента), и принять меры (привести в соответствие количество хладагента в холодильном контуре, перенастроить терморегулирующий вентиль).
- 4) При наличии загрязняющих примесей разность между температурой в конденсаторе, соответствующей давлению конденсации по показанию манометра, и температурой воздуха на входе в конденсатор будет выше 15-16°C. В этом случае необходимо слить хладагент из контура, создать частичный вакуум 100 Па или ниже, заполнить контур свежим хладагентом в необходимом количестве, указанном в технической документации, проверить величины перегрева и переохлаждения.

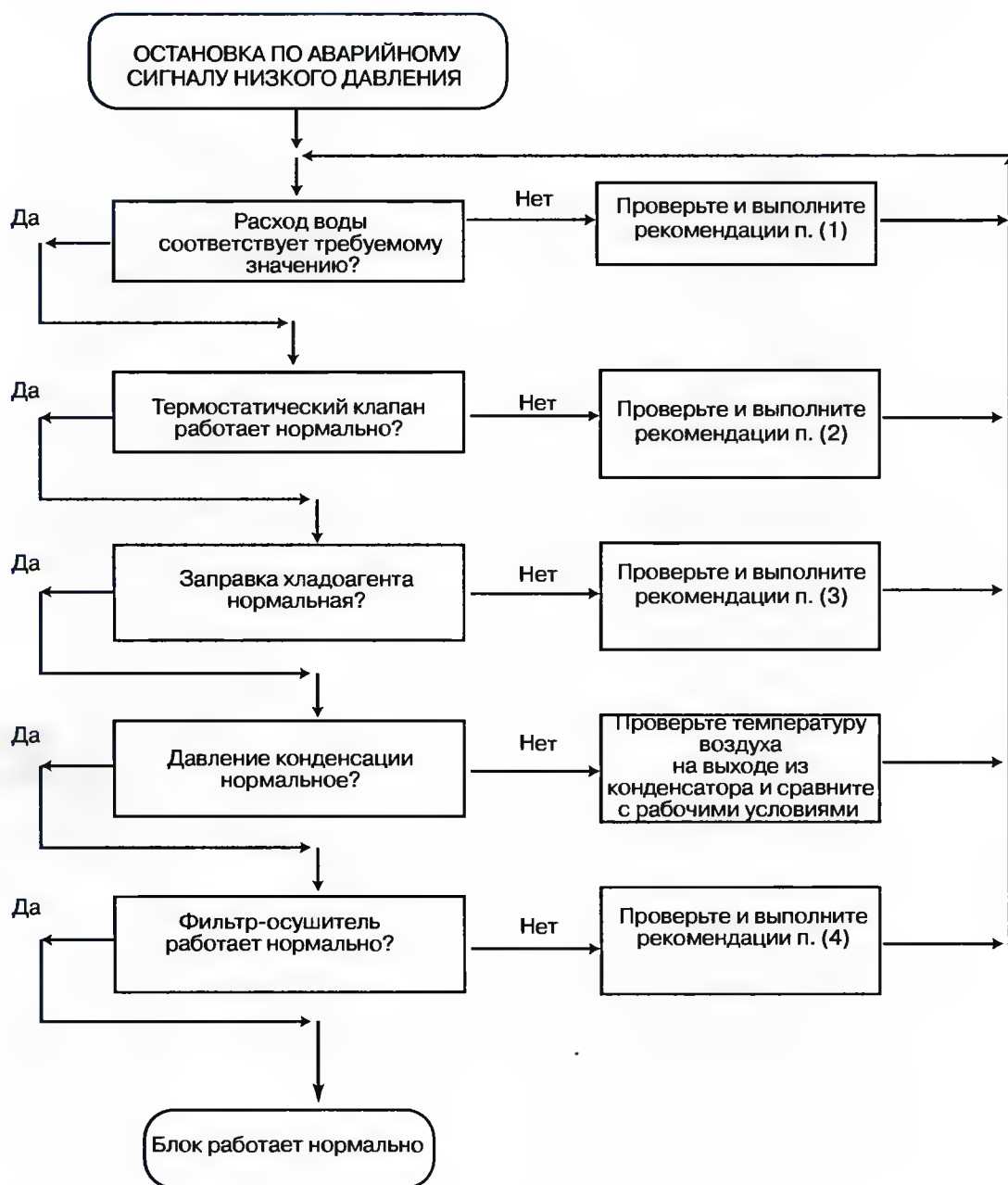


Рис. 10.22 б

б) остановка по аварийному сигналу низкого давления

- 1) Проверьте: соответствие расхода воды требуемому значению, рабочие параметры насоса, состояние гидравлической сети (положение запорных клапанов), заполнение системы; убедитесь, что минимальное давление в системе соответствует требуемому.
- 2) Проверьте величину перегрева. Если величина выходит за допустимые пределы, то следует перенастроить терморегулирующий вентиль.
- 3) Слишком малая заправка хладагентом может привести к срабатыванию реле низкого давления. Устраните утечки, создайте в контуре необходимое давление. При необходимости откачайте хладагент и заполните систему снова.
- 4) Проверьте, как регулируется скорость вращения вентилятора конденсатора по сигналу датчика температуры ВТЗ на конденсаторе, при отсутствии регулирования перепад температур воздуха в конденсаторе будет меньше нормального.
- 5) Замерьте температуру хладагента на входе и выходе фильтра с помощью контактного термометра. Если перепад температур выше 1°C , то сердечник фильтра подлежит замене.



Рис. 10.22 в

в) срабатывание защиты компрессора

- 1) Замерьте температуру в линии нагнетания недалеко от защитного термостата контактным термометром. При правильной заправке максимальное значение температуры должно составлять 85-90°C.
- 2) Термостат срабатывает при температуре хладагента на выходе из компрессора выше 120°C. При температуре ниже 100°C, контакты термостата замыкаются и компрессор включается после перезапуска системы охлаждаемой жидкости.



Рис. 10.22 г

г) срабатывание защиты вентилятора

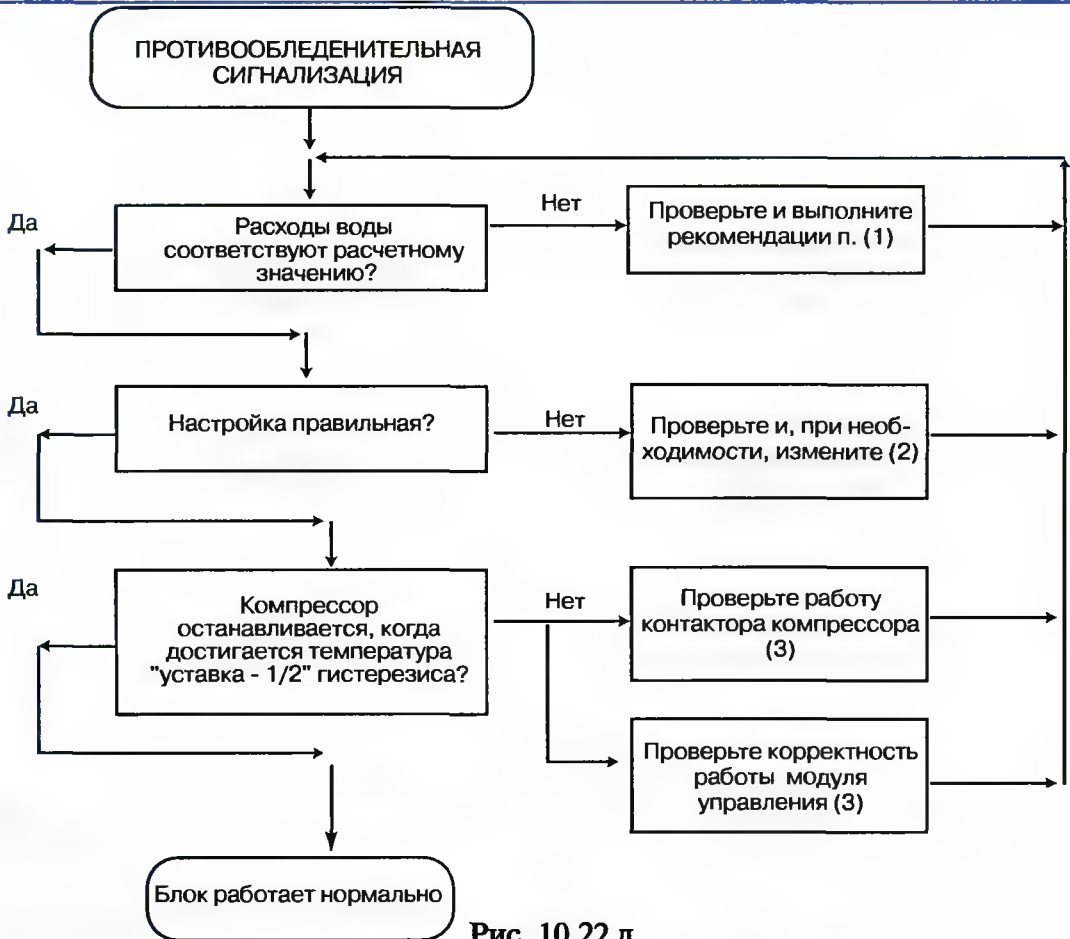


Рис. 10.22 д

д) сигнализация опасности замерзания жидкости

- 1) Проверьте соответствие расхода воды холодильной мощности чиллера. Если он не соответствует, то проверьте рабочие параметры насоса, состояние гидравлической сети (положение запорных клапанов), заполнение системы водой, убедитесь, что минимальное давление в системе соответствует требуемому, заполните систему до необходимого давления.
- 2) Проверьте настройку датчика защиты от замерзания
- 3) Нерабочие элементы необходимо заменить

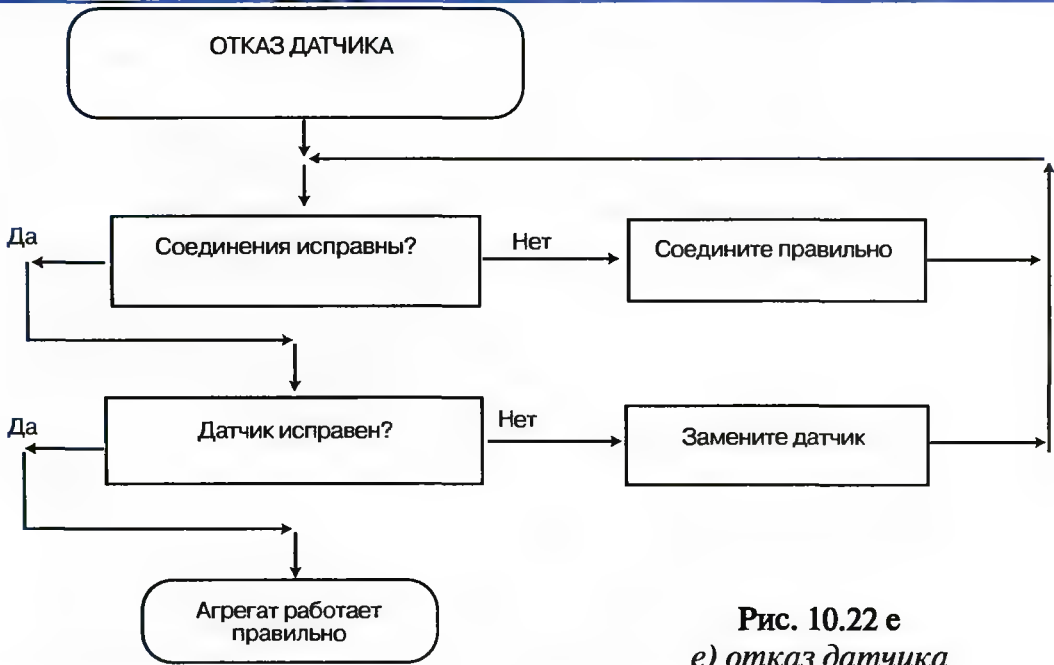


Рис. 10.22 е
е) отказ датчика



Рис. 10.22 ж
ж) отсутствие циркуляции воды

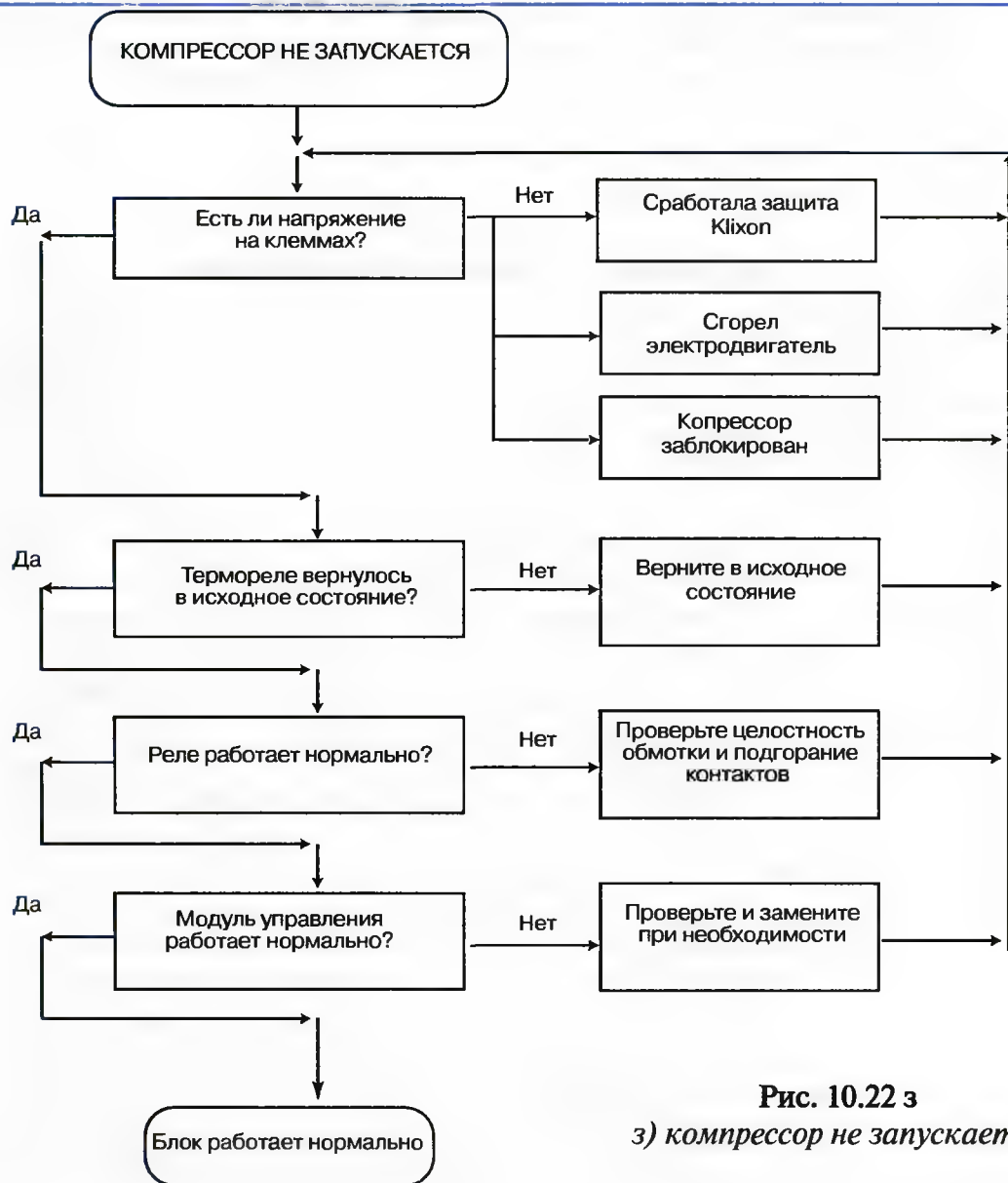


Рис. 10.22 з
з) компрессор не запускается

Если перегрев превышает 8°C, то это свидетельствует о недостатке хладагента в испарителе и может привести к срабатыванию реле низкого давления. Если перегрев отсутствует, то жидкий хладагент будет поступать в компрессор, что может привести к гидравлическим ударам в поршневых компрессорах.

Если все проверки показали удовлетворительные результаты, отсутствует посторонний шум и вибрация, спокойное состояние стрелок манометров, отсутствие искрения в контактах реле давления, отсутствие утечек и подтекания охлаждаемой жидкости, в чиллерах с водяным охлаждением — охлаждающей воды, то чиллер работает нормально. В противоположном случае необходимо выявить причины возможных неисправностей и их устранить. Основные причины возможных неисправностей и алгоритм их выявления и устранения для конкретного чиллера, определяемого типом компрессора, приводятся с Руководстве по монтажу в разделе «Неисправности». Пример анализа причин неисправностей и рекомендации по устранению для чиллеров WSAT 82-242 представлен на схемах рис. 10.22 (а-з). На каждый отказ оборудования реагирует главный модуль управления чиллера, при любом отказе он отключает блок и отображает код отказа на дисплее. Возможные отказы:

- остановка по сигналу высокого давления;
- остановка по сигналу низкого давления;
- срабатывание тепловой защиты компрессора;
- отключение вентилятора конденсатора;
- сигнализация опасности замерзания охлаждаемой жидкости;
- отказ соответствующего датчика;
- сигнализация циркуляции охлаждаемой жидкости;
- компрессор не запускается.

Пуск, испытание и настройка насосной станции

Водяной насос включается в действие примерно за 30 с до пуска компрессора, позволяя вывести систему тепло-холодоснабжения на рабочий расход холодоносителя. И, наоборот, прекращает работу примерно через 120 с после остановки компрессора.

Заполнение циркуляционного контура охлаждаемой жидкостью выполняется при отключенном электропитании, главный сетевой выключатель должен быть в положении Выкл. До заполнения системы жидкостью следует убедиться в том, что монтаж всех соединений труб, оборудования и арматуры закончен. При осмотре должна быть открыта вся запорно-регулирующая арматура и вентили для выпуска воздуха. Проверьте соответствие давления предварительной настройки расширительного бака (давление азота) данному циркуляционному контуру (см. раздел VIII). Откройте вентили для удаления воздуха (ручные или автоматические) и вывинтите заглушку из отверстия для удаления воздуха на корпусе насоса. Откройте запорный кран узла автоматического заполнения насосной станции водой. Воду в систему напускают под давлением водопровода медленно для лучшего удаления воздуха. Воздушные пробки в циркуляционном контуре могут привести к нарушению циркуляции и повреждению насоса. Продолжайте заполнение до тех пор, пока из вентиля для выпуска воздуха не потечет вода. После этого закройте вентили для выпуска воздуха. Проверьте, обеспечено ли в системе минимальное давление, определяемое в зависимости от взаимного расположения циркуляционного насоса и самой высокой точки системы тепло-холодоснабжения (см. раздел VIII). Давление контролируется манометром, установленным перед циркуляционным насосом. При недостаточном давлении в водопроводе воду в систему подкачивают с помощью ручного насоса. Закрывают запорный кран. После достижения необходимого давления калибруют реле минимального давления и реле давление для пуска второго насоса (только в насосных станциях с двумя насо-

сами). Реле низкого давления срабатывает, если давление в циркуляционном контуре ниже минимально допустимого значения. При срабатывании реле отключается насос и загорается красный индикатор, насос невозможно запустить, если давление в системе меньше минимального.

Реле настраивается производителем на давление 150кПа (1,5бар).

При расположении насоса ниже самой высокой точки системы реле необходимо настраивать на давление предварительной настройки расширительного бака, которое намного ниже минимального давления и зависит от высоты здания (см. раздел VIII). Операция калибровки выполняется только при разомкнутом положении автоматического выключателя. Точку коммутации можно регистрировать с помощью омметра. Калибровка проводится с помощью специального калибровочного винта, который находится между двумя клеммами, доступ к которым открывается после снятия защитной крышки на реле давления. После завершения операции калибровки крышку устанавливают на место. Срабатывание реле давления для включения второго насоса вызывает пуск резервного насоса, если основной насос не обеспечивает на нагнетательной стороне давление, необходимое для переключения контактов реле низкого давления (собственных контактов). На заводе-производителе реле настраивается на давление 200кПа (2 бар). При индивидуальной настройке оно должно быть на $40 \div 50$ кПа ($0,4 \div 0,5$ бар) выше значения давления настройки реле низкого давления.

Дифференциальное реле перепада давления контролирует перепад давления в системе при работе циркуляционного насоса. Оно подает сигнал чиллеру о наличии или отсутствии циркуляции жидкости в системе. Реле калибруется производителем: размыкается при перепаде давлений ниже 16 кПа (0,16 бар) и замыкается при перепаде выше 19 кПа (0,19 бар). Дополнительно к дифференциальному реле перепада давлений может быть установлено реле протока.

В электрической схеме насосной станции GP2 с аккумулярующим баком для защиты воды в баке от замерзания предусмотрено термореле, которое настраивается производителем на температуру 3 °С. Когда температура воды в баке падает ниже минимальной термореле включает электронагреватели. Если в качестве жидкости используются водные растворы этиленгликоля или пропиленгликоля, то следует откалибровать реле на минимальную температуру, которая зависит от температуры замерзания раствора. Имеются также два термореле, которые не допускают повышения температуры воды в баке сверх максимально допустимой; производителем тепловые реле откалиброваны на температуру 70 °С. Срабатывание реле вызывает размыкание контактов силового электропитания.

Если насосная станция выбрана с двумя насосами, то они могут работать только поочередно: один насос основной, другой резервный. Выбор осуществляется переключателем на электрощитке. Два зеленых индикатора рядом с переключателем сигнализируют о том, какой насос в настоящее время работает. Красный индикатор, расположенный над переключателем, сигнализирует об аварийной ситуации. При пуске чиллера включается основной насос и реле давления контролирует давление на стороне нагнетания. При снижении давления ниже давления настройки реле, что может произойти при повреждении основного насоса, он отключается и через 10 секунд включается резервный насос. Загорается красный индикатор, свидетельствующий о наличии неисправностей.

Рекомендуется через каждые три месяца менять положение переключателя и роли насосов с основного на резервный и наоборот. Это обеспечит равномерное распределение времени наработки каждого насоса и равномерный износ деталей.

Перед пуском насосов следует проверить положение запорных, регулирующих клапанов и включить главный сетевой выключатель для запуска чиллера. Перед пуском насосной станции необходимо удалить весь воздух, который мог остаться после заполне-

ния системы водой и доведения давления до требуемого значения. Насос включится в работу по команде модуля управления чиллером.

Следует проверить:

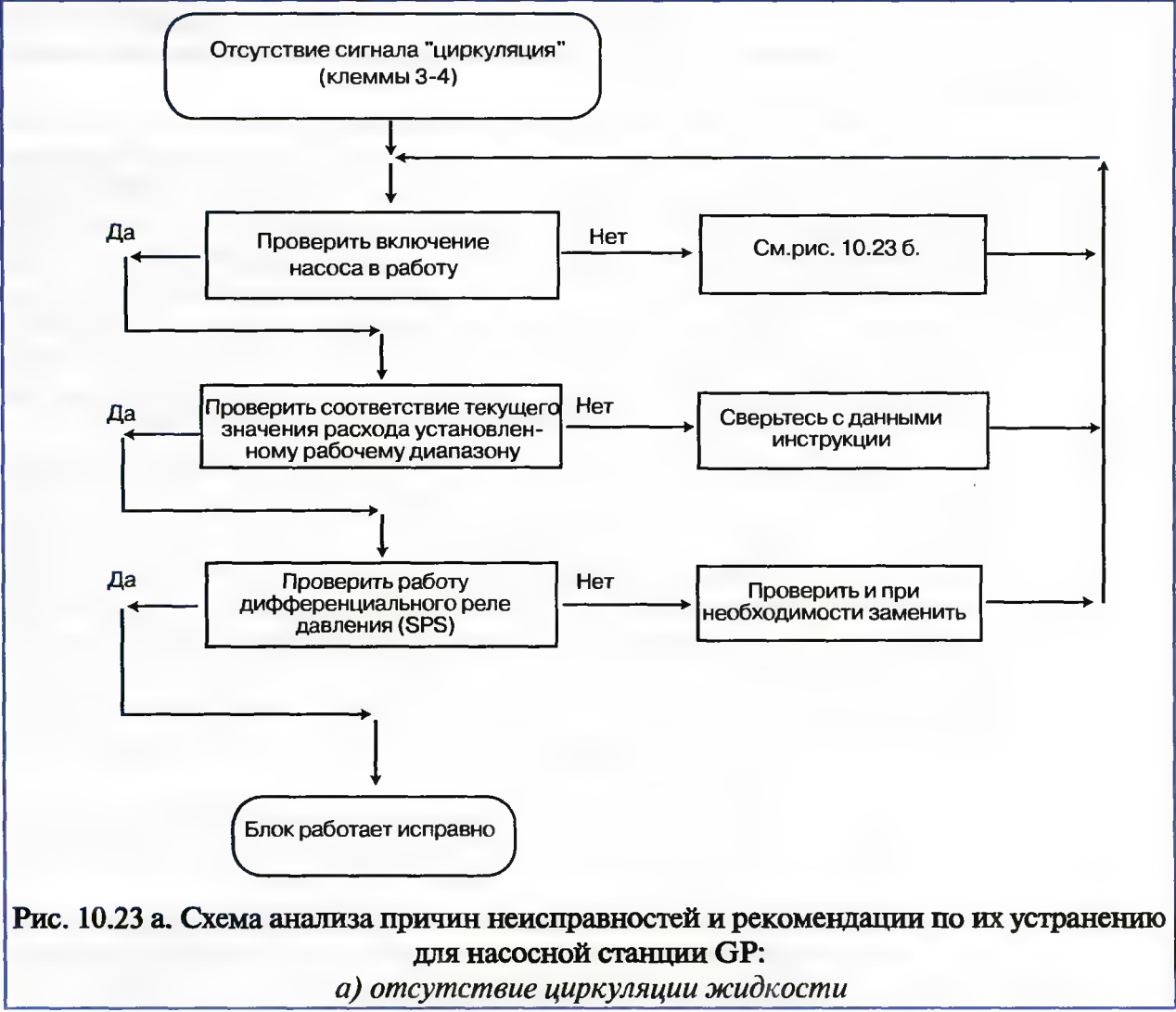
- расход жидкости, который определяют по показаниям манометров до и после насоса, расход должен быть достаточным, чтобы перепад давлений в системе допускал включение дифференциального реле давления;
- направление вращения электродвигателей насосов по стрелке силу тока во всех фазовых линиях, которая не должна превышать значений, указанных в таблице электрических характеристик.

Несоответствие данных характеристик проектным значениям свидетельствует о неправильно определенной характеристике сети и требует наладки системы с целью корректировки положения рабочей точки.

Если при работе насосной станции произошли сбои, то необходимо найти и устранить неисправности. Основные отказы, которые случаются при работе блока:

- отсутствие циркуляции жидкости;
- один или два насоса в нерабочем состоянии;
- сработал предохранительный клапан;
- колебания расхода жидкости;
- расход жидкости меньше необходимого значения.

Для каждой ситуации разработана схема анализа причин неисправности и даны рекомендации по их устранению. Пример подобных схем для насосной станции GP2 с двумя насосами приведен на рис. 10.23 (а-д).



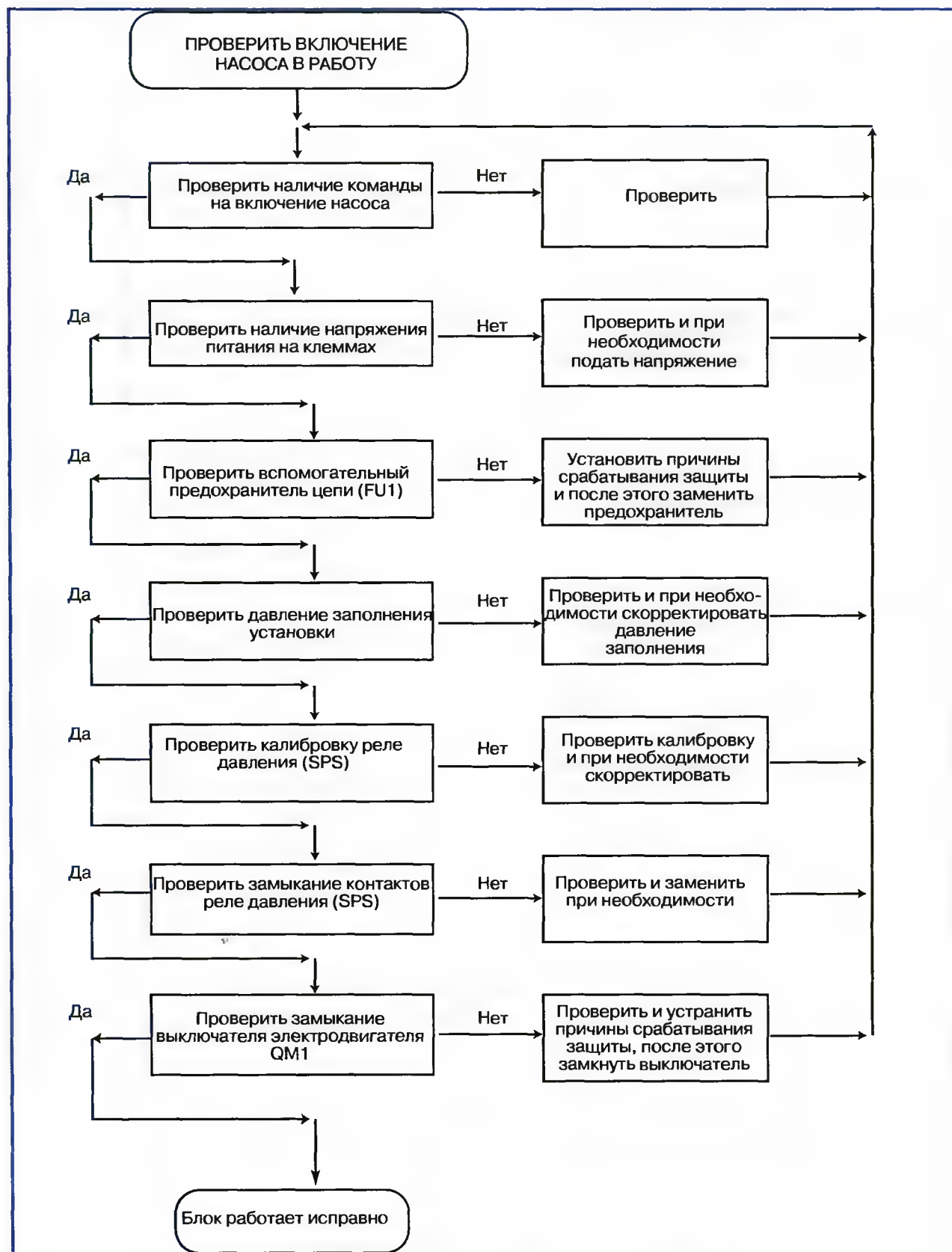


Рис. 10.23 б. Схема анализа причин неисправностей и рекомендаций по устранению для насосной станции GP:

б) один или два насоса в нерабочем состоянии

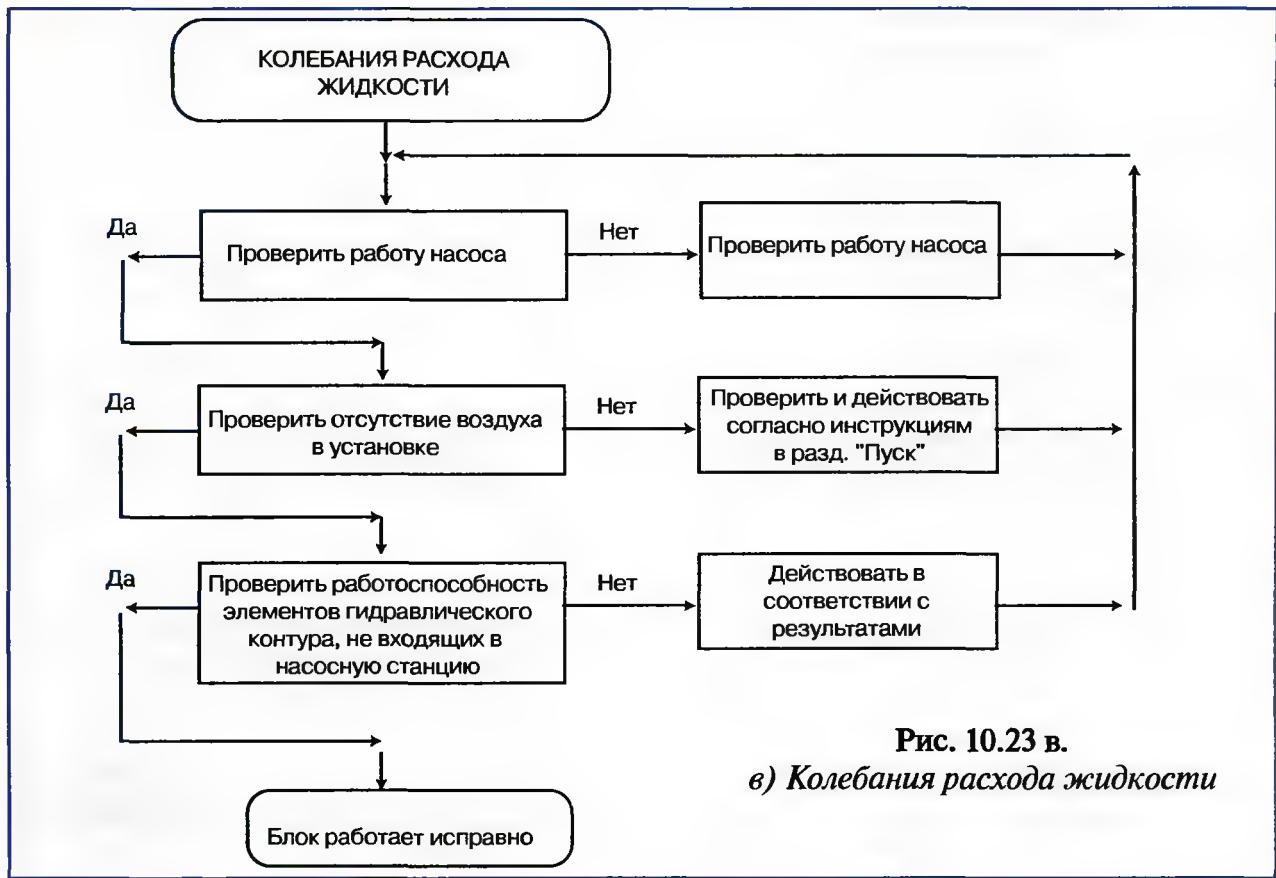


Рис. 10.23 в.
в) Колебания расхода жидкости

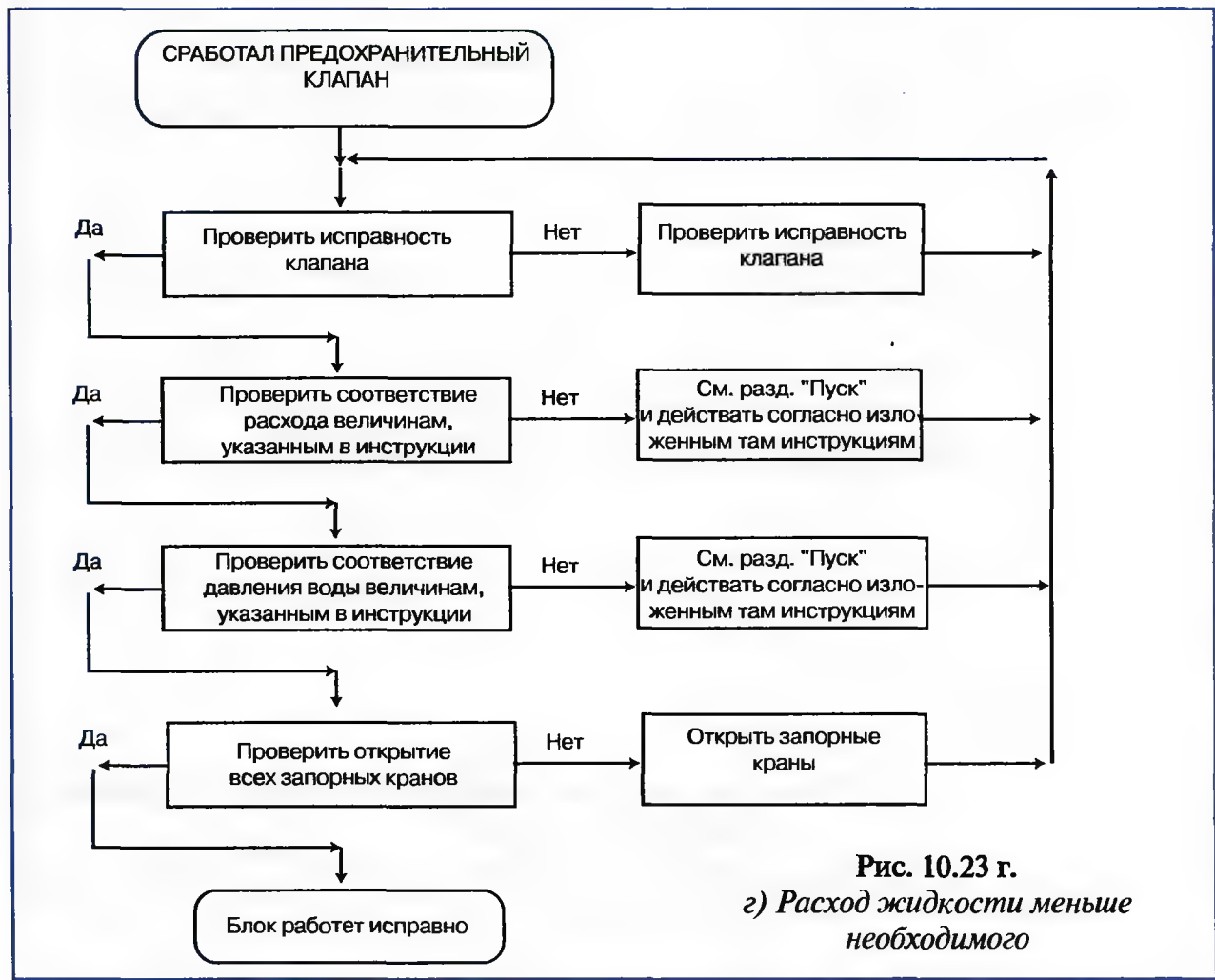


Рис. 10.23 г.
г) Расход жидкости меньше необходимого

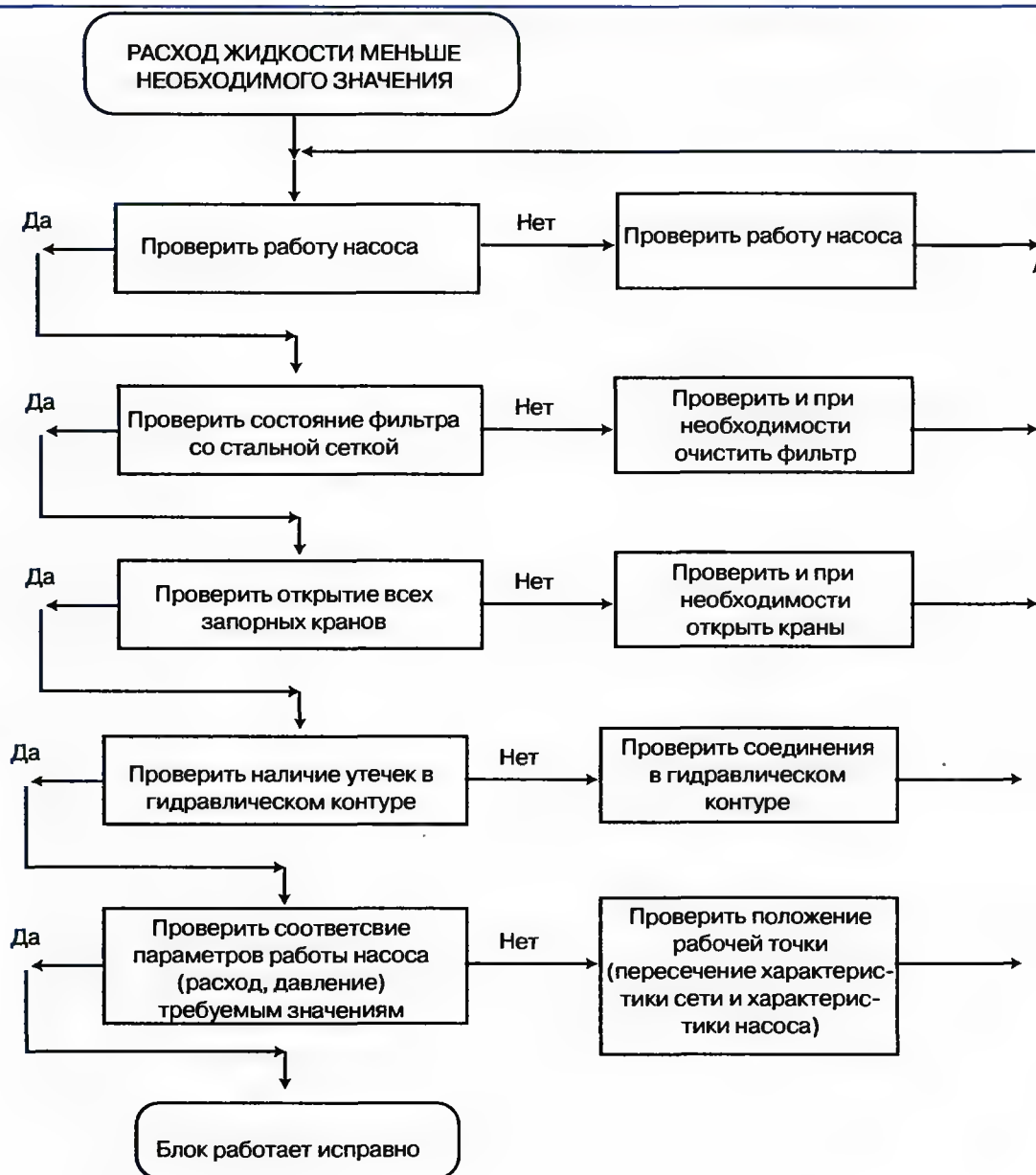


Рис. 10.23 д.
д) Расход жидкости меньше необходимого

Испытание и наладка системы тепло-холодоснабжения

Цель наладки системы тепло-холодоснабжения в достижении заданных проектных значений расходов тепло-холодоносителя на всех участках гидравлической сети, то есть обеспечить требуемое потокораспределение для поддержания заданного температурного режима в помещениях.

Обеспечение расчетных значений расходов позволит доставить потребителям теплоты и холода (фэнкойлам) расчетные количества теплоты для условий максимальной нагрузки на систему кондиционирования воздуха. Наладку следует проводить при полностью открытых регулирующих клапанах на подводках к фэнкойлам.

Перед началом наладки следует проверить соответствие схемы проекту. На основе проектной схемы необходимо составить упрощенную схему гидравлической сети и нанести на нее всю балансировочную арматуру и ее характеристики, проектные расходы жидкости по участкам. Провести расчленение схемы на модули. Под модулем понимают часть гидравлической сети с параллельными нагрузками внутри (стояк или поэтажное ответвление). Гидравлическая сеть состоит из модулей разного иерархического уровня, уровней может быть несколько. Фэнкойлы, объединенные стояком или поэтажным ответвлением, составляют модуль первого уровня. Несколько стояков или ответвлений могут последовательно составлять модули более высоких уровней. Каждый фэнкойл (параллельная нагрузка) может иметь свой балансировочный клапан при невозможности гидравлической увязки второстепенных колец циркуляции через фэнкойлы с трехходовыми регулируемыми клапанами при протяженном ответвлении и тупиковом движении жидкости. Клапан, устанавливаемый на самом отдаленном фэнкойле, называют сравнительным. Установкой и настройкой балансировочных клапанов на подводках к фэнкойлом достигают необходимого соотношения расходов жидкости между отдельными фэнкойлами, но не абсолютной величины данного расхода. Поэтому в каждом модуле (на ответвлении) должен быть установлен один общий балансировочный клапан, который иногда называют клапаном-партнером, так как он является клапаном партнером каждого балансировочного клапана в данном модуле. Установкой необходимого перепада давления и, соответственно, расхода с помощью клапана-партнера достигают одновременно необходимых расходов через все фэнкойлы модуля. При внутренней балансировке каждого модуля несколько модулей можно рассматривать как отдельные параллельные нагрузки. Прежние клапаны-партнеры становятся обычными клапанами в модуле более высокого уровня, которые балансируют также как и клапаны модуля первого уровня. Учитывая структурированное построение сети, клапан-партнер должен устанавливаться на каждом вышестоящем модуле, и последний — у циркуляционного насоса с постоянной скоростью вращения электродвигателя (рис.10.24).

Следующий этап — измерение перепадов давления на всех ответвлениях с помощью установленных на них балансировочного и запорного клапана, определение расходов жидкости на участках.

Для измерения перепада давлений и определения расхода жидкости при проведении точной наладки сети балансировочный клапан должен быть оборудован измерительным ниппелем, а на спускном кране запорного клапана установлен специальный измерительный ниппель. Измерение потерь давления в ответвлении и клапане производится между этими ниппелями.

Расход теплоносителя через клапан находят по номограмме (рис.7.24) по величине потери давления в клапане, которая измеряется с помощью стандартного дифманометра, присоединяемого к измерительным ниппелям клапана и спускного крана.

Автоматические балансировочные клапаны также могут быть дополнительно снабжены измерительными ниппелями для определения фактического расхода теплоносителя в стояках или ветвях системы тепло-холодоснабжения и регулируемого перепада дав-

ления. Ниппели устанавливаются на клапаны вместо пробок на их корпусах при отсутствии воды в системе, а также на дренажном кране. Измерение регулируемого перепада давления на стояке или ветви системы тепло-холодоснабжения производится между выходным патрубком запорного клапана и входным патрубком балансировочного клапана.

Используя номограмму (рис. 7.26) по измеренной потере давления находят расход теплоносителя при полностью открытом запорном клапане.

Перепад давления на клапане может быть измерен с помощью специального измерительного прибора фирм-производителей балансировочной арматуры. Для этого необходимо снять с клапана две пробки, завернуть на их место измерительные, присоединить прибор, используя быстросъемные соединения, и отвернуть ниппели на пол оборота против часовой стрелки 8-миллиметровым гаечным ключом.

После проведения измерений ниппели должны быть опять завернуты по часовой стрелке и только затем отсоединен измерительный прибор.

Сверить полученные значения расходов на всех участках с проектными значениями. Если фактические расходы жидкости не соответствуют проектным значениям, то проводят балансировку гидравлической сети.

Для гидравлических контуров с постоянным расходом жидкости, называемых статическими системами, проводят балансировку компенсационным методом. Метод заключается в том, что изменение расхода жидкости через сравнительный клапан, вызванное настройкой других балансировочных клапанов, более близких к насосу, устраняют клапаном-партнером. Порядок балансировки следующий (рис. 10.25):

1. Работник С настраивает сравнительный клапан на требуемое значение расхода при минимальном перепаде давления на клапане. Настройку сравнительного клапана блокируют. К нему присоединяют специальный измерительный прибор.
2. Работник А настраивает клапан-партнер модуля в соответствии с информацией работника С так, чтобы сравнительный клапан показывал постоянное значение требуемого перепада давления и соответственно расхода жидкости.
3. Работник В настраивает следующий по ходу к насосу балансировочный клапан еще одним прибором, который рассчитывает требуемую настройку клапана для обеспечения необходимого расхода. Положение клапана фиксируется. В это время работник А на основе информации работника С корректирует клапаном-партнером изменение на сравнительном клапане

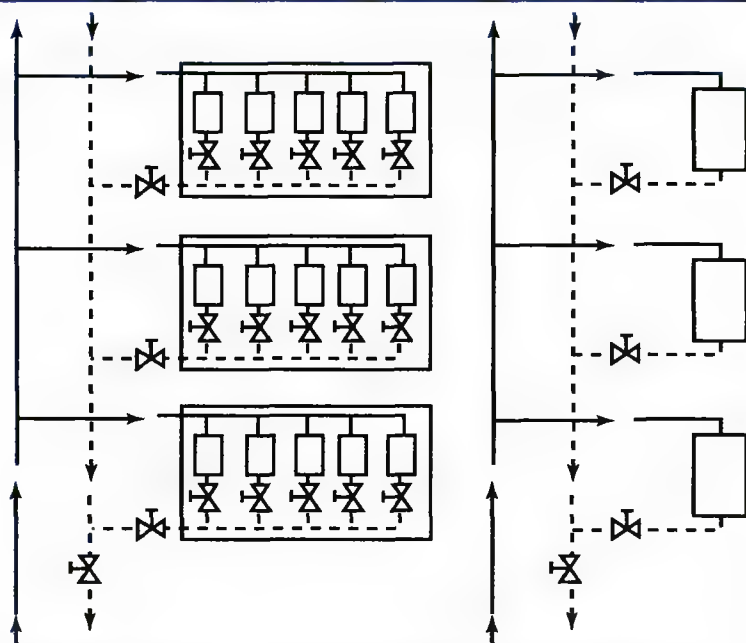


Рис. 10.24. Структурированное построение сети

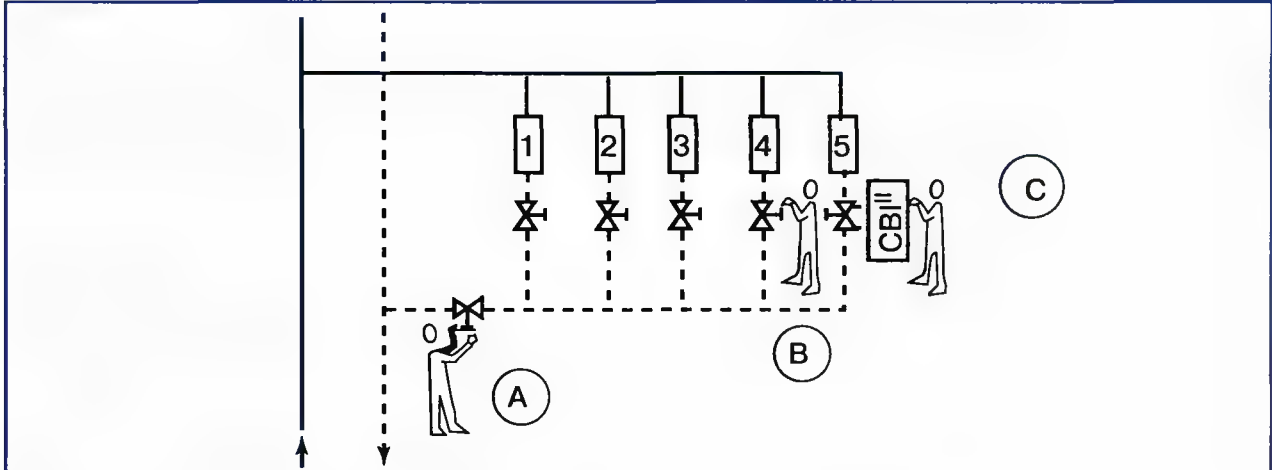


Рис. 10.25. Порядок балансировки сети

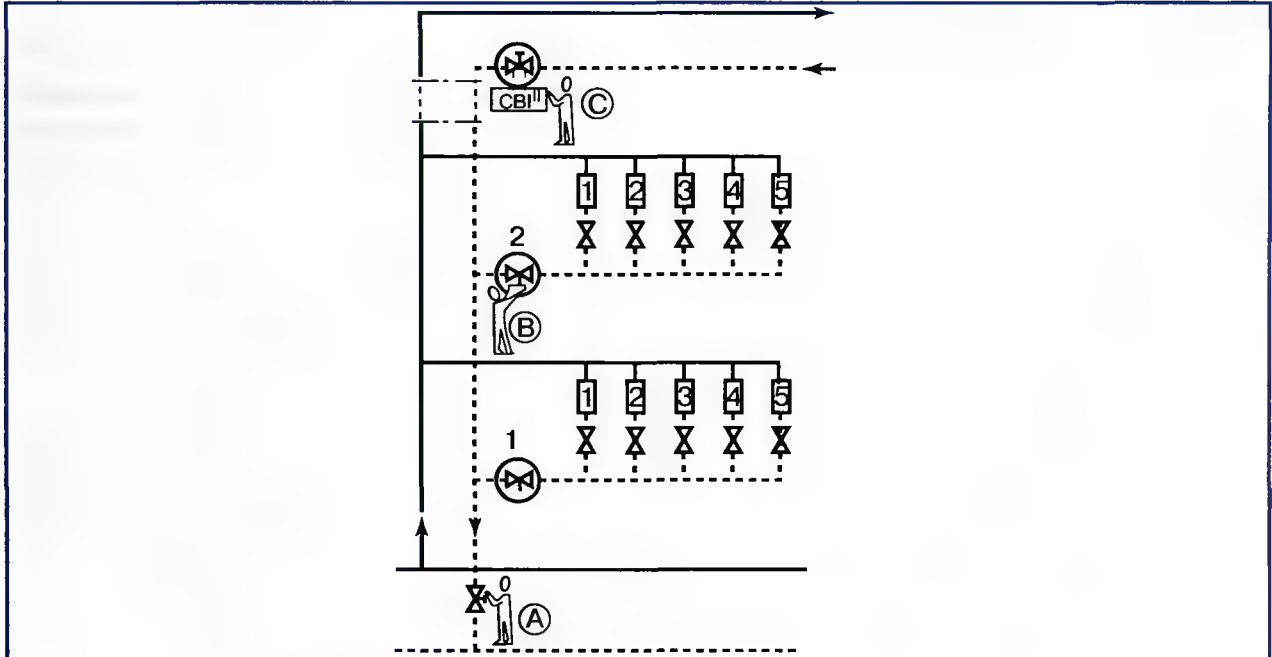


Рис. 10.26. Балансировка ответвлений на стояке

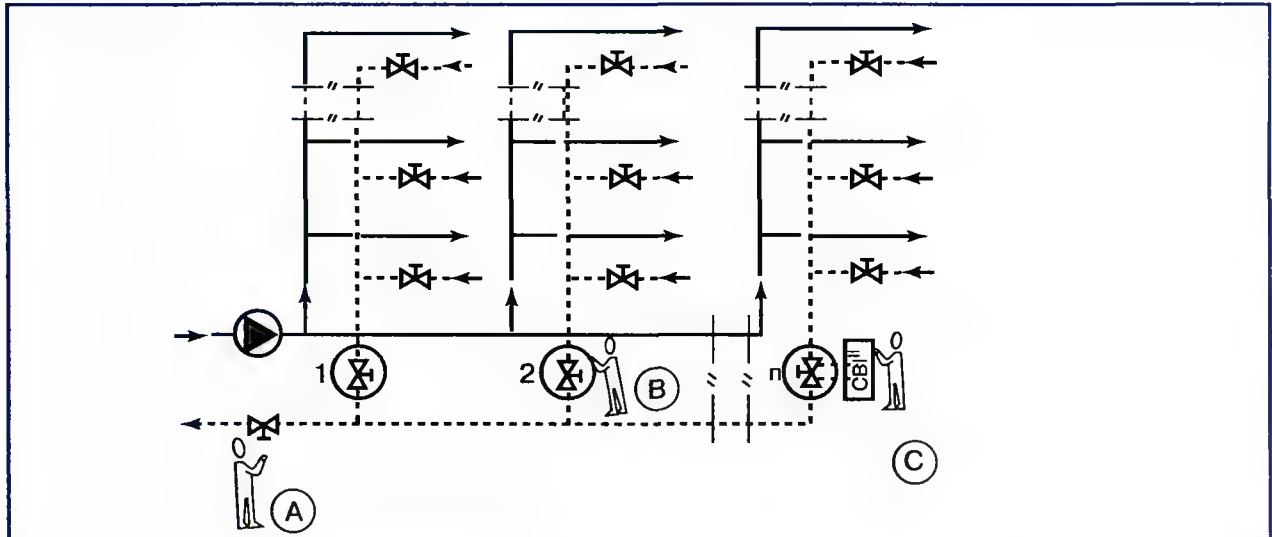


Рис. 10.27. Балансировка ответвлений от магистрали

4. Работник В устанавливает последовательно все клапаны балансируемого модуля аналогично предыдущему пункту.

Также действуют и при балансировке отдельных ответвлений на стояке (рис.10.26) или магистрали (рис.10.27). Выбирают последний клапан-партнер более низкого модуля в качестве сравнительного клапана и действуют также как и при балансировке клапана первого уровня.

Компенсационный метод требует трех работников, из которых один измеряет расход через сравнительный клапан и сообщает данные измерения другому работнику, который на основании его данных корректирует на клапане-партнере действия по балансировке третьего работника.

Самый быстрый, наименее трудоемкий и точный метод — метод TA Balance, разработанный компанией Tour and Andersson, входящей в состав концерна IMI plc, производителя балансировочной арматуры. Принципиально метод является продолжением компенсационного метода, в котором все основные этапы балансировки автоматизированы. В основе метода лежит математическая модель потокораспределения в модуле гидравлической сети с балансировочными клапанами TA, производимыми IMI, реализованная в программном обеспечении микропроцессора специального прибора CBI фирмы TA Hydronics. Прибор CBI состоит из электронного датчика перепада давления и микропроцессора с клавиатурой и дисплеем LCD. В программу микропроцессора заложены технические характеристики балансировочных клапанов TA, и прибор при его подключении к ним позволяет считывать с дисплея значения расхода и перепада давления. Прибор определяет расходы и перепады давления с точностью менее $\pm 5\%$ и имеет низкий порог чувствительности $\pm 0,2$ кПа. Измеренные и настроенные значения заносятся в память прибора, которые благодаря возможной двухсторонней коммуникации с персональным компьютером могут быть распечатаны в виде отчета о балансировке.

Порядок балансировки для отдельного модуля гидравлической сети следующий:

1. В прибор CBI вводят номер клапана, проектный расход, текущую настройку (положение ручки), модель клапана и его типоразмер для всех предварительно пронумерованных клапанов модуля.
2. Делают замеры расхода и перепада давления на всех клапанах модуля.
3. Закрывают клапаны и повторяют замеры.
4. Прибор рассчитывает настройки всех клапанов модуля за один шаг.
5. Устанавливают настройки на соответствующих балансировочных клапанах модуля.

Так последовательно проводят балансировку всех модулей в системе от нижнего до верхнего уровня, в результате которой получают на всех участках гидравлической сети требуемые расходы тепло-холодоносителя.

Во время измерений прибор указывает работнику на проблемные клапаны и возможные ошибки (несоответствие типоразмера установленных клапанов, низкое значение относительного сопротивления клапана, высокое или низкое значение расхода).

Данный способ отличается точностью и надежностью, позволяет минимизировать потери давления в гидравлической сети (принимается минимальный перепад давления на сравнительных клапанах 3 кПа), минимальными требованиями к технической базе (один измерительный и балансировочный прибор), к рабочей силе (один работник), возможностью диагностики сети в процессе балансировки, сохранением информации в виде отчета.

Настройка ручного балансировочного клапана на требуемую пропускную способность определяется высотой подъема шпинделя и осуществляется вращением его рукоятки. Ориентировочно настройка может выполняться поворотом рукоятки на определенное число оборотов с отсчетом от закрытого положения клапана в соответствии с данными таблиц и диаграмм каталога соответствующей фирмы-производителя клапана.

на. Отсчет числа оборотов удобно производить по шкале на рукоятке шпинделя. Точно клапан должен настраиваться только по показаниям манометров или с использованием специальных приборов, в которые уже внесены гидравлические характеристики балансировочных клапанов. После настройки верхнее положение шпинделя клапана фиксируется путем заворачивания штока-ограничителя шестигранным ключом по часовой стрелке до упора. При этом, в случае закрытия и открытия клапана, настройка сохраняется. Для исключения несанкционированной перенастройки ручного балансировочного клапана крышка гнезда штока-ограничителя может быть опломбирована.

При настройке систем тепло-холодоснабжения с переменным расходом жидкости (динамическая система) используется тот же метод, но при полностью открытых двухходовых регулирующих клапанах у фэнкойлов балансируется только статическая арматура (запорно-измерительные клапаны). Автоматические балансировочные клапаны сохраняют полный шток клапана и реагируют только на изменения давления, вызванные изменением положения регулирующих клапанов у фэнкойлов.

Плановое техническое обслуживание системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами

Очень часто необходимость обслуживания системы кондиционирования воздуха, работающей в режиме автоматического регулирования, упускается, о чем вспоминают после аварии. Причинами повреждения оборудования могут быть: слабость проекта, неправильный монтаж, неудовлетворительная настройка, и, конечно, недостаточное или неудовлетворительное обслуживание. Программируемое планово-предупредительное обслуживание предполагает непрерывное наблюдение за работой системы и корректирующие действия, которые предупреждают преждевременный износ и изменения в системе, сводят к минимуму повреждения. Организация обслуживания заключается в составлении программы обслуживания, где все мероприятия должны быть запланированы и расписаны во времени, ведение журнала обслуживания, создании фонда запасных частей и материалов, привлечении высоко квалифицированного персонала, имеющего хороший инструмент и оборудование, техническую документацию. Основные операции по обслуживанию должны выполнять специалисты сервисной службы, с которой заключают договор на обслуживание.

Техническое обслуживание фэнкойлов

Снятие и очистка воздушных фильтров

Обеспечение нормального состояния воздушных фильтров имеет большое значение для работы фэнкойла. Если фильтры загрязнены, производительность фэнкойла снижается, возрастает уровень шума. Если после очистки фильтр не может быть возвращен в рабочее состояние, рекомендуется заменить фильтр.

В моделях с декоративным корпусом фильтр легко доступен (рис. 10.28). Доступ к фильтру в моделях скрытого монтажа зависит от конкретных условий на объекте.

Модели F, FB

Фильтр размещен в нижней части установки. Съем фильтра может быть выполнен с помощью отвертки: используя отвертку в качестве рычага, подталкивайте раму фильтра назад до тех пор, пока фронтальная часть не выйдет из держателей.

Модели FI, FOI, FBI

Необходимо обеспечить доступ к установке, а затем, чтобы извлечь фильтр, действуйте так же как и с фэнкойлами F, FB. При монтаже фильтра на место выполните операции, рекомендованные выше для фэнкойлов F, FO.

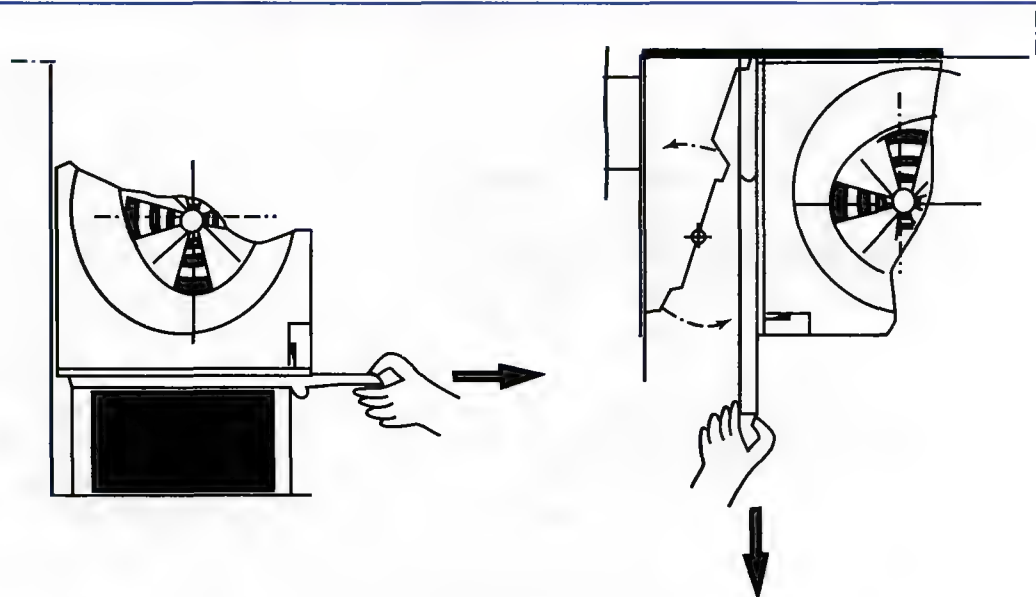


Рис. 10.28. Замена фильтра в фэнкойлах:
а) вертикальной установки, б) горизонтальной установки

Модель CFD

В стандартном исполнении для доступа к вентагрегату в воздухозаборной камере предусмотрена съемная панель снизу при заборе воздуха и установке фильтра сбоку, или сбоку при заборе воздуха и установке фильтра снизу. Фильтр размещается за фронтальной панелью забора воздуха. Отвинтите на 3/4 крепежные болты панели. Поверните фиксаторы и извлеките фильтр.

Модели CF, CFI

Извлечение воздушных фильтров блоков горизонтальной установки CF производится снизу, вертикальной установки CFI — с фронтальной стороны. Рис. 10.29

Модели типоразмеров 91, 121 по специальному заказу могут быть оборудованы фильтром с развитой фильтрующей поверхностью, размещенным в специальной секции за панелью входа воздуха. Секции фильтров поставляются отдельно в упаковке с инструкциями по установке. Рама с фильтром извлекается сбоку или снизу, ее можно развернуть на 180° для возможности обслуживания с других сторон (рис. 10.30).

Модель ELFO

В декоративном корпусе фэнкойла предусмотрена нижняя фронтальная панель, которая легко открывается и, тем самым, обеспечивается доступ к фильтру, который может быть легко извлечен для очистки или замены.

Модель PCC

Откройте две защелки на передней панели. Опустите воздухозаборную решетку с фильтром вниз, чтобы получить доступ к фильтру. Извлеките фильтр, перемещая его вдоль решетки (рис. 10.31).

Очистку фильтров следует проводить регулярно. Частота выполнения этой операции зависит от условий в помещении, в котором смонтирована установка.

Прочищая фильтр (удаляя пыль с помощью пылесоса) будьте очень осторожны, чтобы не повредить фильтрующий элемент. При сильном загрязнении фильтра его можно промыть теплой водой с мылом. Не устанавливайте фильтр на место до тех пор, пока он полностью не высохнет. После многократного выполнения операций очистки фильтра его необходимо заменить на новый.

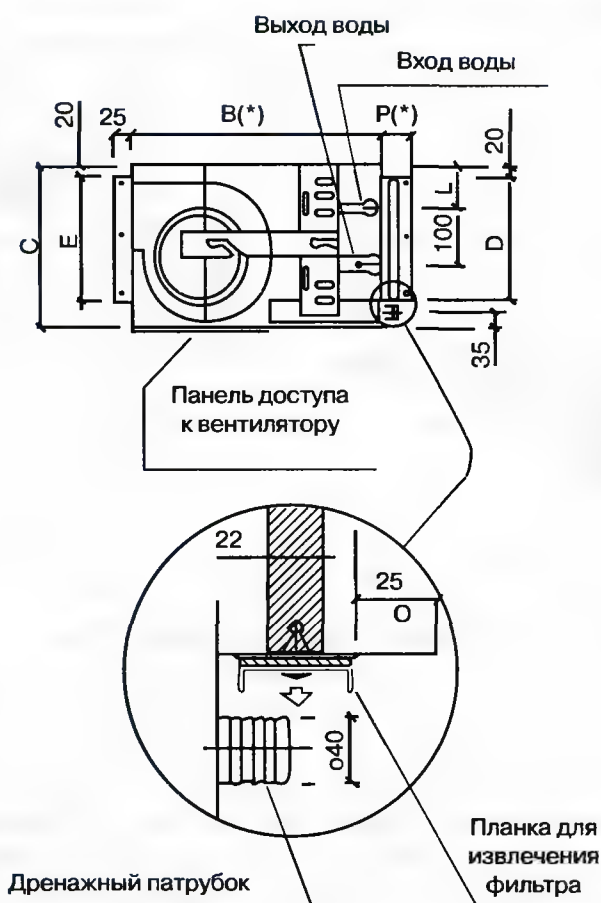


Рис. 10.29. Извлечение воздушных фильтров фэнкойлов CF.

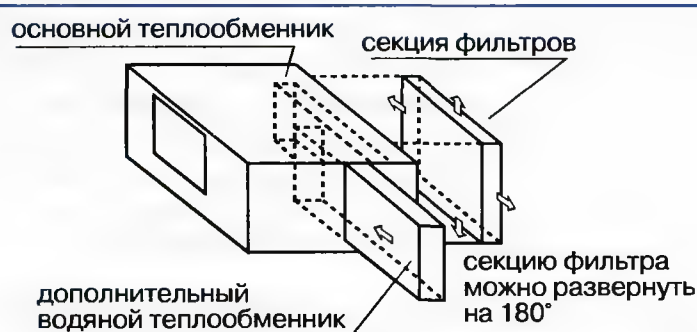


Рис. 10.30. Извлечение секции фильтров фэнкойлов CF 91-121 модели

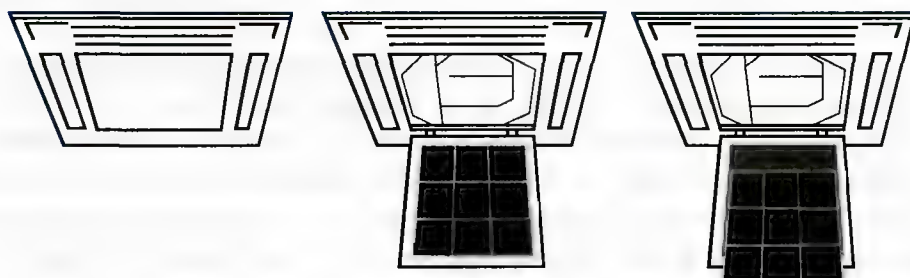


Рис. 10.31. Извлечение фильтра кассетного фэнкойла РСС

Специальное техническое обслуживание фэнкойлов

Изменение скорости вращения вентиляторов

В фэнкойлах F, FI, FO, FOI, FB, FBI предусмотрена возможность выбора и настройки трех скоростей вращения электродвигателя вентилятора из 7 возможных скоростей вращения, в фэнкойлах CFD — из 5 скоростей, в фэнкойлах CF, CFI, PCC VA такая возможность не предусмотрена, они имеют три скорости вращения.

В установках типа F, CFD, CF, CFI, PCC VA используется односкоростной электродвигатель и автотрансформатор, который позволяет получить несколько различных напряжений (и, соответственно, скоростей вращения).

Установки ELFO оборудованы электродвигателем с плавно изменяющейся скоростью вращения пропорционально нагрузке на фэнкойл.

В стандартном исполнении для соответствующего типоразмера настроены определенные скорости, например, для типоразмера 5 фэнкойлов типа F подключены клеммы L-3-5-7. Любая другая триада скоростей может быть получена путем переключений клемм в соответствии с электросхемой, поставляемой вместе с установкой.

При необходимости триада скоростей может быть изменена следующим образом:

- Отсоедините установку от источника электропитания
- В зависимости от типоразмера установки обеспечьте доступ к клеммной плате автотрансформатора или электродвигателя: в моделях F, FB, FO необходимо снять декоративный корпус; в моделях скрытой установки FI, FOI, FBI демонтируйте конструкцию, закрывающую установку, снимите фронтальную панель забора воздуха и фильтр.
- С помощью отвертки замкните накоротко клеммы конденсатора, чтобы обеспечить его разрядку.
- Переместите соединительные перемычки в положение, соответствующее требуемым скоростям вращения, выполняя эту операцию на клеммной плате с маркировкой L-N-1-2-3-4-5-6-7 (автотрансформатор). Пользуйтесь электросхемой, поставляемой с установкой. Клемма «L» должна быть всегда подключена к фазе, а клемма «N» к нейтрали, в противном случае, это будет означать, что фазы подключены к клеммной плате скоростей электродвигателя. Это приведет к короткому замыканию автотрансформатора и электродвигателя, которые сразу же перегорят.

Фэнкойлы CF, CFI в стандартном исполнении настроены на максимальную скорость вращения. Переключение скоростей на среднюю и минимальную возможно при дополнительной комплектации фэнкойла панелью управления со встроенным потенциометром.

Замена электродвигателя

При необходимости замена электродвигателя может быть произведена следующим образом:

- Отсоедините установку от сети электропитания.
- В моделях F, FB, FO снимите декоративный корпус, выполнив для этого операции, изложенные выше; в моделях FI, FOI, FBI демонтируйте конструкцию, закрывающую установку.
- Снимите фильтр и держатель фильтра.
- Отсоедините кабель электропитания. Будьте внимательны, чтобы не повредить его при съеме вентилятора.
- Обеспечьте доступ к боковым панелям внутреннего корпуса. После этого отвинтите болты (один на правой, а другой — на левой боковой панели), с помощью которых крепится основание вентилятора.
- Немного поверните вентилятор, а затем вытащите его.
- Найдите штифты (шпонки), с помощью которых рабочие колеса крепятся на валу электродвигателя, и отвинтите их с помощью крестовой отвертки. Отвинтите

4 саморезных болта, с помощью которых рабочее колесо крепится к основанию, и стяните его с основанием, поворачивая ее. После этого потяните лопасти горизонтально.

- Отвинтите гайки, с помощью которых крепятся зажимы эластичных резиновых опор электродвигателя, а затем вытащите электродвигатель из гнезда (опорной рамы), в котором он смонтирован, потянув его вверх.

После замены электродвигателя выполните сборку всех элементов, повторив указанные выше операции.

Все фэнкойлы фирмы CLIVET поставляются с вентиляторами, сбалансированными в динамических условиях. Это делается для того, чтобы минимизировать шум при работе установок. После замены электродвигателя вентиляторы могут быть разбалансированы. Поэтому CLIVET рекомендует производить замену всего вентиляционного агрегата.

Плановое техническое обслуживание чиллеров

Перед началом любых операций по техническому обслуживанию необходимо убедиться, что блок отключен от электрической сети. Для обеспечения бесперебойной работы оборудования необходимо тщательно и регулярно выполнять определенные простые операции, не требующие особых технических знаний. В процессе эксплуатации следует постоянно контролировать:

- параметры работы чиллера;
- работу вентилятора охлаждения конденсатора или водяной контур охлаждения конденсатора;
- состояние несущих конструкций каркаса на предмет коррозии;
- концентрацию незамерзающего раствора, ингибиторов.

Периодически следует контролировать:

- отсутствие повреждений оребрения конденсатора; при обнаружении каких-либо повреждений следует специальным инструментом «прочесать» их, чтобы вернуть в первоначальное положение, обеспечивая беспрепятственное обдувание трубок конденсатора потоком воздуха; для защиты конденсатора от повреждения целесообразно заказывать защитные решетки;
- утечки хладагента и охлаждаемой жидкости;
- чистоту и содержание влаги в системе по показаниям смотровых стекол, желтый цвет индикатора смотрового стекла означает присутствие влаги в системе, зеленый — ее отсутствие;
- уровень масла, потери давления на масляном фильтре;
- количество хладагента, уровень давления и температуры в системе;
- расход охлаждаемой жидкости;
- действие терморегулирующих и расширительных вентилей, предохранительных клапанов, реле давления и температуры;
- электрические соединения;
- уровень вибрации

Регулярно следует проводить следующие работы по обслуживанию:

- очистка конденсатора от обрывков бумаги, листьев, других предметов, которые могли оказаться в межреберном пространстве конденсатора струей сжатого воздуха, стараясь направлять ее параллельно ребрам, чтобы исключить их повреждения;
- очистка испарителя;
- калибровка давления, температуры и расхода жидкости;
- инспекция контактов стартеров и их действие;
- контроль срабатывания отключений безопасности;
- измерение сопротивления изоляции обмоток электродвигателей компрессора;

- анализ состояния масла и хладагента;
- замена сердечника фильтра-осушителя и масляного фильтра; для замены выключить чиллер; после замены сердечника создайте вакуум от точки расположения запорного клапана; откройте клапаны и запустите компрессор;
- осмотр клапанов, подшипников с периодичностью рекомендуемой производителем;
- состояние изоляции силовых кабелей, соединяющих чиллер с распределительным щитом.

Периодически следует проводить проверки:

- компрессоров и их движущихся частей;
- состояние трубок теплообменников;
- отдельных элементов по рекомендации производителей.

В таблице 10.5 показано, какие проверки и как часто следует проводить собственными силами.

В таблице 10.6 показано, какие проверки и как часто следует проводить силами сервисной службы или специально подготовленным специалистом.

Таблица 10.5

Проверки	Еженедельно	Ежемесячно	Раз в полгода
Контроль и запись давления испарения	х		
Контроль и запись давления конденсации	х		
Состояние конструкций			х
Состояние электрических кабелей		х	
Состояние гидравлического контура		х	
Состояние теплообменников		х	

Таблица 10.6

Проверки	Еженедельно	Ежемесячно	Раз в полгода	Ежегодно
Контроль и запись давления испарения	х			
Контроль и запись давления конденсации	х			
Измерение напряжения в электрической сети	х			
Измерение силы тока в электрической сети	х			
Проверка электрических соединений		х		
Контроль перегрева и переохлаждения		х		
Контроль состояния хладагента и масла		х		
Контроль запорных и электромагнитных клапанов		х		
Контроль срабатывания предохранительных клапанов			х	
Контроль состояния испарителя				х
Контроль состояния конденсатора				х

Фирма-производитель CLIVET рекомендует в начале каждого сезона проводить все необходимые проверки, в том числе состояния холодильного контура, силами специалистов центра технического обслуживания.

Периодичность осмотра компрессоров представлена в таблице 10.7.

Таблица 10.7

Проверка	Частота проведения
Измерение сопротивления изоляции электродвигателя	Ежегодно
Проверка состояния и химический анализ масла	20000 часов, 4 года
Проверка зависимых роторов	20000 часов, 4 года
Состояние фильтра	20000 часов, 4 года

Для измерения сопротивления изоляции обмоток компрессора используется мегомметр, измеряющий сопротивление между фазами и сопротивление на корпус, когда имеют место утечки тока на корпус. Измерение выполняется при отключении блока от сети; необходимо убедиться, что ручка основного выключателя находится в положении OFF. Перед измерением следует отсоединить силовые провода питания компрессора от клеммной коробки, а также кабели термической защиты компрессора (E1 или E2 в зависимости от компрессора). Измерение сопротивления между фазами выполняется в следующей последовательности: X и Z, X и Y, Z и Y (рис.10.32 а), измерение сопротивления на корпус проводится между каждой фазой и землей: X и земля, Y и земля, Z и земля, между кабелями термозащиты и землей E1(E2) и земля (рис. 10.32 б).

Специфика обслуживания чиллера определяется типом его компрессора. В винтовых и полугерметичных компрессорах большие потоки масла. Требуется постоянный контроль и тестирование масла на кислотность, периодическая замена масляного фильтра.

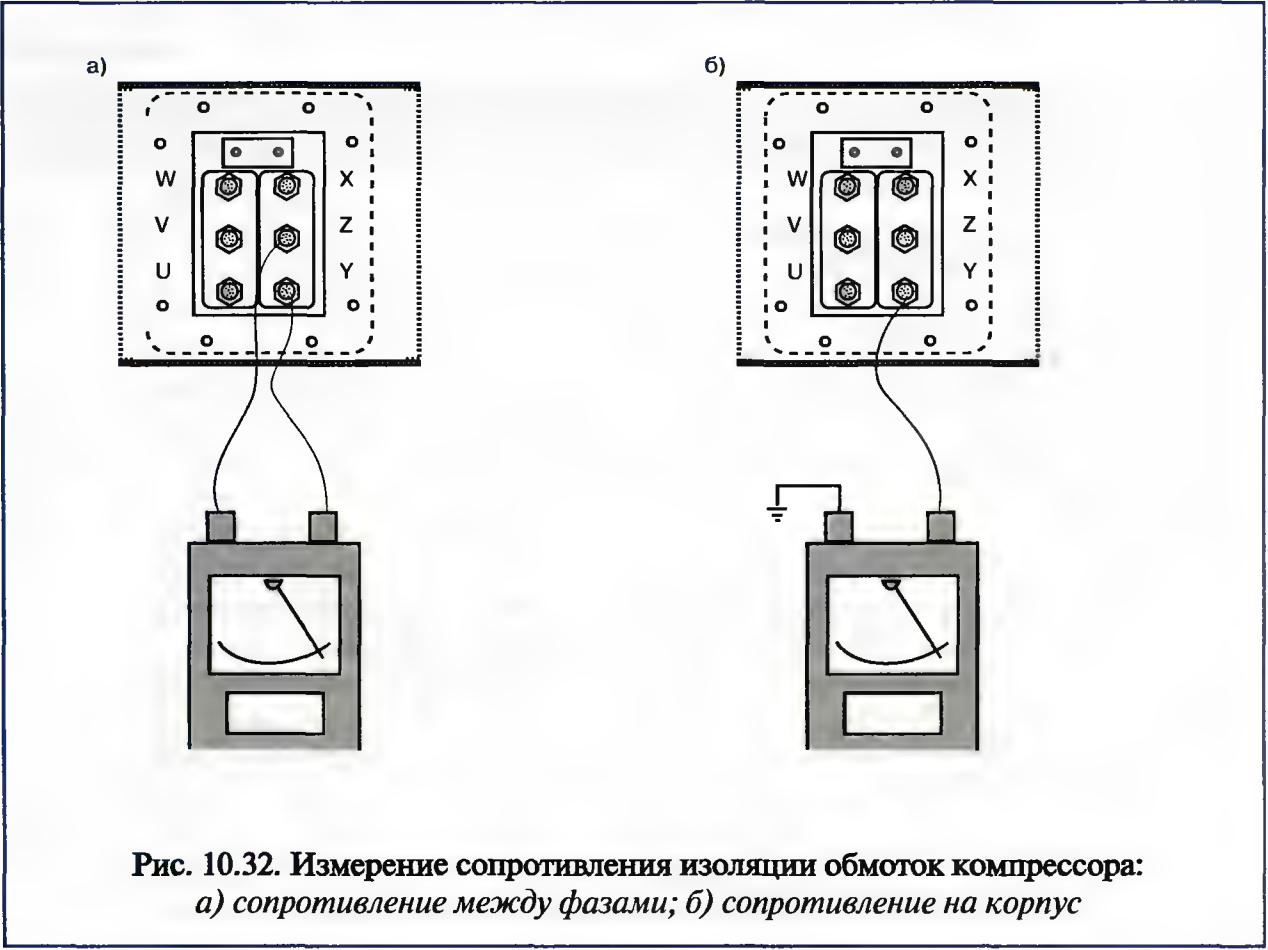


Рис. 10.32. Измерение сопротивления изоляции обмоток компрессора:
а) сопротивление между фазами; б) сопротивление на корпус

При отключении чиллера на длительный период, например, сезонное отключение, следует выполнить следующее:

- закрыть запорные клапаны в гидравлическом контуре;
- отключить циркуляционный насос для прекращения циркуляции;
- отключить электрическое питание;
- закрыть клапаны на всасывающей и нагнетательной стороне компрессора и клапан на жидкостной линии после конденсатора; необходимо повесить таблички предупреждения, чтобы не запускать компрессор с закрытыми клапанами;
- удалить всю воду из испарителя и гидравлического контура, если блок не будет использоваться в зимнее время, и не предусмотрено использование незамерзающих растворов;
- удалить всю воду из конденсатора и гидравлического контура в чиллерах с водяным охлаждением, если блок не будет использоваться в зимнее время, и не предусмотрено использование незамерзающих растворов.

В местностях с расчетной температурой наружного воздуха ниже -19°C следует всегда опорожнять все элементы и гидравлические контуры, размещаемые снаружи здания, при остановке чиллера.

Плановое обслуживание насосной станции

Для обеспечения безотказной и длительной работы насосной станции необходимо периодически проводить проверки отдельных компонентов блока:

- состояние конструктивных узлов блока на предмет коррозии, прочности крепления панелей кожуха;
- циркуляционный контур на отсутствие утечек;
- водяного фильтра со стальной сеткой на загрязнение;
- предохранительного клапана на плотность;
- электрических силовых кабелей, соединяющих блок с распределительным щитом, на отсутствие порезов, трещин, и признаков старения изоляции.

Следует при необходимости обработать места, пораженные коррозией, провести работы по герметизации системы, периодически прочищать фильтр. Для этого следует:

- закрыть шаровые краны до и после фильтра;
- отвернуть крышку фильтра;
- извлечь фильтр и прочистить его струей воды или воздуха;
- установить фильтр на место;
- завернуть крышку;
- восстановить количество жидкости в циркуляционном контуре, заполняя его водой при открытых вентилях для выпуска воздуха.

При более серьезных нарушениях в работе насосной станции следует обращаться в центр технического обслуживания.

Список литературы

1. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1982. — 213 с.
2. Бартольд-Вишневецка Г. Медь в санитарно-технических установках/ Пер. И. Закшевски. — Варшава: Изд. учебной и пед. литературы, 1997. — 64 с.
3. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1985. — 208 с.
4. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. — М.: Стройиздат, 1985.— 416 с.
5. Бромлей М.Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. — М.: Стройиздат, 1971. — 260 с.
6. Власов Г.С. Металлополимерные и полипропиленовые трубы. Оборудование для санитарно-технических систем.. — М.: INSIDE MEDIA, 2000.— 200 с.
7. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1 и 2. Под ред. Павлова Н.Н. и Шиллера Ю.И.— 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат, 1999. — 319 с., 416 с.
8. Гечко Р., Гурих М. Правильный выбор 2001. Балансировка гидравлики/ Пер. с чешск. Спировой Г.:М.: ООО «IMI INTERNATIONAL», 2001. — 41 с.
9. Каталог CLIVET.
10. Каталог Данфосс.
11. Каталог IMI INTERNATIONAL.
12. Каталог WILLO.
13. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978.-278 с.
14. Кокорин О.Я., Ставицкий Л.И., Кронфельд Я.Г. — Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях. — М.: Стройиздат, 1981.-184 с.
15. Кокорин О.Я., Балмазов М. В. Энергосберегающие системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха на базе доводчиков эжекционных (ДЭ).-М.: МГСУ, 1998.-45с.
16. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, кондиционирования воздуха (системы ВОК).- М.: Проспект, 1999. — 208 с.
17. Кокорин О.Я., Дерипасов А.М. Отечественное оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха.: Каталог.- М.: ИКФ «Каталог», 2002. — 92 с.
18. Кокорин О.Я. Дементьев Энергосберегающие режимы регулирования процессов охлаждения воздуха в СКВ с помощью насосов фирмы «Грюндфос» / Холодильная техника, № 3, 2000. — С. 14-16.
19. Котзаогланиан. Пособие для ремонтника. Практическое руководство по ремонту холодильного оборудования с конденсаторами воздушного охлаждения/ Пер. с франц. — М.: ЗАО «Остров», 2000. — 340 с.
20. Д.Крум, Б.Робертс. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий. Пер. с англ. /Под ред. Е.Е.Карписа. — М.: Стройиздат, 1980. — 399 с.
21. В. Мааке, Г. Ю. Эккерт, Жан-Луи Компен. Учебник по холодильной технике/ Пер. с франц. В.Б. Сапожникова и др. —М.: Из-во Московского университета, 1998. — 1142 с.

22. Межотраслевые правила по охране труда при эксплуатации фреоновых холодильных установок. ПОТ Р М 015-2000. — М.: Мин. труда и соц. развития. ВНИИХ, 2001. — 75 с.
23. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие/ Б.А.Журавлев и др.; Под ред. Журавлева Б.А. — М.: Стройиздат, 1980. — 448 с.
24. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971.—459 с.
25. Неймарк Л.И. Экспериментальное исследование водовоздушных систем кондиционирования воздуха./ Диссер. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. — М. 1969. —160 с.
26. Пеклов А.А. Гидравлические машины и холодильные установки. — М.: Высшая школа, 1971. — 280 с.
27. Петитжен Р. Балансировка гидравлических контуров./ Пер. со шведск. — Швеция: ТА Hydronics AB, 1999. — 52 с.
28. Правила устройства электроустановок (ПУЭ). — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 206 с.
29. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1990. — 300 с.
30. Руководства по монтажу, техническому обслуживанию и эксплуатации оборудования CLIVET.
31. СП 40-101-96 Свод правил по проектированию и строительству Российской Федерации. Проектирование и монтаж трубопроводов из полипропилена «Рандом сополимер». М.: ЗАО «НПО Стройполимер», 1996. — 64 с.
32. СНИП 2.04.05.91 Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: Минстрой России, 2000. — 64 с.
33. СНИП 23-01-99 Строительная климатология.-М.: Минстрой России, 2000. — 65 с.
34. СНИП 23-05-95 Естественное и искусственное освещение.-М.: Минстрой России, 1995. — 40 с.
35. СНИП 3-05-01-85(с изменениями 1 2000) Внутренние санитарно-технические системы. — М.: Госкомитет СССР по стр-ву, 1988. — 26 с.
36. Стандарт АВОК. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена.-М.: АВОК-ПРЕСС, 2002. — 16 с.
37. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха с переменным расходом воздуха.— 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Стройиздат, Ленингр. отд-ие,1984.-148 с.
38. Участкин П.В., Тетеревников В.Н., Мателенок Д.А. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. Под ред. Участкина П.В. — М.: ВЦСПС, Профиздат, 1963. — 416 с.
39. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения/Пер. с нем. Н.Л. Кораблевой, Е.Ш. Фельдмана; под ред. Явнеля Б.К. — М.: Стройиздат, 1985. — 351 с.
40. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур»/ А.В. Бараненко и др.; Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 1997. —992 с.
41. Шевелев Ф.А., Шевелев А.Ф. Таблицы гидравлического расчета для стальных водогазопроводных новых труб и полиэтиленовых труб. — М.:Стройиздат, 1970 — 113 с.

-
42. Энергосбережение в зданиях. Кондиционирование и тепловые насосы № 10 (№1 – 2000). — Киев: ЗНИИЭП, 2000. —22 с.
 43. Энергосбережение в зданиях. Специальный выпуск, посвященный возможностям применения тепловых насосов № 4(№2 –1997). — Киев: ЗНИИЭП, 1997. — 22 с.
 44. Handbook ASHRAE.
 45. Antonio Briganti Тепловые насосы в жилых помещениях.-М.: ООО ИИП «АВОК ПРЕСС», АВОК №5,2001. — С. 24-29, АВОК №6,2001. — С. 32-36.
 46. Roderic Bunn Системы кондиционирования воздуха, предпочитаемые инвесторами. — М.: ООО ИИП «АВОК ПРЕСС», АВОК №5,2001. — С. 16-20.
 47. Steve Kavanaugh Нагрузка и энергопотребление вентиляторов — М.: ООО ИИП «АВОК ПРЕСС», АВОК №1,2001. — С. 28-34.
 48. EN ISO 7730 European Standart. Moderate thermal environments- Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for the thermal comfort. CEN, 1995.
 49. CN REPORT 1752. Ventilation for buildings-Design criteria for the indoor environment. CEN, 1998.
 50. VDI 2081 Noise generation and noise reduction in air-conditioning systems. — Dusseldorf: VDI-Verlag, 1983. — 37.

ПОСЛЕСЛОВИЕ

Надеемся, что темы, затронутые в этой книге, оказались для Вас актуальными и интересными. Вы всегда можете обратиться к специалистам ЕВРОКЛИМАТа за более подробной информацией по оборудованию, получить техническую и проектную документацию.

Сегодня ЕВРОКЛИМАТ является одной из крупнейших компаний, работающих на российском рынке кондиционирования и вентиляции, предлагая широкий спектр оборудования отечественных и мировых производителей.

Мы проводим регулярные встречи со специалистами, организовываем учебные семинары и презентации, в том числе и выездные семинары, участвуем в профильных выставках.

Предлагаем Вашему вниманию краткую информацию и контактные телефоны, по которым Вы можете связаться со специалистами ЕВРОКЛИМАТа.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ЗАКАЗЧИКОВ

Любой заказчик — государственное учреждение, коммерческая фирма или частное лицо — может быть уверен, что поставленная им задача будет решена наиболее эффективно, с применением самого современного оборудования.

К московским заказчикам выезжают наши инженеры-проектировщики для составления коммерческого предложения или разработки рабочего проекта. Наши инженерные службы и технические подразделения осуществляют поставку и монтаж оборудования, выполняют пуско-наладочные работы и обеспечивают дальнейшее четкое гарантийное и послегарантийное обслуживание.

Проектный отдел

- системы приточно-вытяжной вентиляции,
- системы центрального кондиционирования,
- прецизионное оборудование

Контактный телефон: (095) 787-7790, 265-6185

Отдел бытового климатического оборудования

- кондиционеры сплит-системы, мобильные, оконные,
- тепловые завесы и пушки, масляные радиаторы, тепловентиляторы и инфракрасные обогреватели,
- очистители и увлажнители воздуха,

Контактный телефон: (095) 960-2400

К услугам заказчиков из других городов - более 300 партнеров ЕВРОКЛИМАТа во всех регионах России. Сотрудники наших дилерских организаций прошли обучение в Учебном центре ЕВРОКЛИМАТа и на заводах-производителях оборудования. Это наиболее профессиональные организации на климатическом рынке России. Они обеспечат четкое проведение проектных работ, подбор и поставку оборудования, монтажные работы и обслуживание установленной техники.

Мы работаем с нашими партнерами в тесном контакте, обеспечивая необходимой информацией и поддержкой.

Обращаясь в ЕВРОКЛИМАТ, Вы получите подробную рекомендацию о наиболее профессиональных организациях в Вашем городе или регионе.

Контактные телефоны: (095) 267-4038, 267-4065.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ

Компания ЕВРОКЛИМАТ уделяет большое внимание работе с московскими и региональными партнерами. Более чем в 100 городах России работают наши дилеры - ведущие компании в регионах. Деловые связи установлены со многими проектными институтами.

Мы стремимся оказывать максимальную поддержку нашим партнерам: обеспечиваем обучение персонала дилерских фирм, оказываем помощь в проектировании, поставляем необходимую техническую и проектную документацию, предлагаем рекламные и методические материалы.

В случае возникновения проблем, наши специалисты всегда готовы прийти на помощь по всем вопросам проектирования, монтажа, сервиса. К услугам наших партнеров в Техническом центре ЕВРОКЛИМАТа действует «горячая линия» для срочных консультаций.

С дилерами работают два подразделения, специализирующиеся на поставках разного вида оборудования:

Дилерский отдел

- поставка кондиционеров сплит-систем настенного, напольного и кассетного типов, мобильных и оконных кондиционеров,
- поставка широкого спектра теплового оборудования,
- поставка очистителей и увлажнителей воздуха

Контактный телефон: (095) 267-4065

Отдел вентиляции и профессионального оборудования

- поставка всех видов сетевого вентиляционного оборудования, приточных установок, центральных кондиционеров, чиллеров и фанкойлов, прецизионных кондиционеров, систем автоматики и комплектующих;
- консультации, отзывы проектов, помощь в выполнении проектных работ;
- шефмонтаж и пуско-наладка оборудования.

Контактный телефон: (095) 267-4038

ИНФОРМАЦИЯ О СЕМИНАРАХ, ПРОВОДИМЫХ В УЧЕБНОМ ЦЕНТРЕ

Учебный центр ЕВРОКЛИМАТа ведет большую работу по обучению и повышению квалификации, как сотрудников нашей компании, так и сотрудников организаций - наших партнеров.

Учебный центр проводит регулярные семинары по проектированию, монтажу и сервисному обслуживанию предлагаемого оборудования; бизнес-семинары для руководителей и менеджеров по организации работы:

- Бизнес-семинары для руководителей компаний.
- Бизнес-семинары для менеджеров среднего звена.
- Обзорные семинары для высшего технического персонала по современному климатическому оборудованию.
- Курсы монтажников кондиционеров сплит-систем и теплового оборудования.
- Семинары для проектировщиков (по всем видам профессионального климатического оборудования).
- Семинары для инженеров по пуско-наладке и эксплуатации поставляемого оборудования.
- Семинары для специалистов сервисных служб.

Участникам учебных курсов и семинаров предоставляются методические и организационные материалы, проектно-техническая документация, а также учебные программы по темам.

Контактные телефоны: (095) 267-4038, 267-4065.

1. Введение

2. Основные понятия и определения

3. Заключение

4. Литература

5. Приложение

6. Заключение

7. Заключение

8. Заключение

Белова Е.М.

*Системы кондиционирования воздуха
с чиллерами и фэнкойлами*

Редакторы:
*Бейзман М.И.,
Белинский В.Б.,
Гальперин А.Д.
Музыченко Г.И.*

Компьютерная верстка
Николаевой А.И.

Корректор
Савельев Д.А.

Подписано в печать 28.04.03
Формат 60х90/8. Бумага офсетная.
Литературная гарнитура.
Тираж 3000. Заказ № 118

Издатель
Компания «Евроклимат»
105082, Москва, Рубцовская набережная, 3
Тел. (095) 265-3872

Отпечатано в ЗАО «Московские учебники - СиДиПресс»
125252, Москва, ул. Зорге, 9А.
Тел. 230-6069, тел./факс 195-0670

СИСТЕМЫ

**КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
С ЧИЛЛЕРАМИ И ФЭНКОЙЛАМИ**

Белова Е.М.



Уважаемые коллеги!

Предлагаем Вашему вниманию книгу «Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика» (416 стр.).

Эта книга – результат труда ведущих сотрудников компании, обобщивших в обширном труде многолетний практический опыт по проектированию, монтажу и сервисному обслуживанию современных систем вентиляции и кондиционирования.

В книге рассмотрены типология и характеристики современных кондиционеров, требования и нормы проектирования систем вентиляции и кондиционирования, описаны методы монтажа и меры по борьбе с шумом. Большое внимание уделяется примерам расчетов систем кондиционирования, рассмотрены варианты использования кондиционеров различного типа в жилых, общественных и производственных зданиях.

По оценкам ведущих специалистов отрасли, среди которых академик РААСН Богословский В. Н. и президент АВОК Табунчиков Ю. А., книга незаменима для специалистов проектных, монтажных и сервисных организаций. Она стала бестселлером среди архитекторов, научных сотрудников, преподавателей вузов и студентов, особенно остро ощущающих дефицит современных материалов по этой тематике.

Предлагаем Вашему вниманию книгу «Холодильное оборудование для современных центральных кондиционеров. Расчеты и методы подбора» (96 стр.).

Это вторая книга в серии «Библиотека климатехника», издания которой, в первую очередь, предназначены для специалистов в области кондиционирования и вентиляции.

В книге рассмотрены варианты использования центральных кондиционеров, методы подбора оборудования, приведены примеры расчетов. Поскольку интерес к системам центрального кондиционирования и вентиляции в последнее время растет в геометрической прогрессии, мы считаем, что эта книга поможет Вам в решении многих вопросов, возникающих при проектировании таких систем. Уверены, что она будет полезна проектировщикам и техническим специалистам, преподавателям и студентам профильных вузов.

Предлагаем Вашему вниманию книгу Б. Лэнгли «Устранение неисправностей в оборудовании для кондиционирования воздуха и в холодильных установках», перевод с английского (220 стр.).

Книга Б. Лэнгли – лучшее справочное руководство для инженеров и техников, работающих в области кондиционирования и холодильного оборудования. Это практическое руководство по ремонту и техническому обслуживанию кондиционеров и холодильных установок, составленное с учетом современных технологий, предлагает специалистам наиболее полный охват возможностей в области диагностики состояния оборудования и его ремонта на высоком уровне. Справочник также будет полезен как желающим обучаться ремонту кондиционеров и холодильных установок, так и специалистам, повышающим свою квалификацию.

Заявки на приобретение книг направляйте по факсу (095) 265-3872